

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Ověření pracovního bodu hydrodynamického čerpadla

Verification of Operating Point of Hydrodynamic Pump

Student: Karel Osička

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Tomáš Blejchař, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Karel Osička**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Ověření pracovního bodu hydrodynamického čerpadla**
Verification of Operating Point of Hydrodynamic Pump
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Ověřte na základě měření na díle garantovaný pracovní bod hydrodynamického čerpadla. Ověření pracovního bodu proveďte dle normy ČSN EN ISO 9906 v třídě přesnosti 2. Stanovte celkovou účinnost hydrodynamického čerpadla (elektromotor + čerpadlo). V práci specifikujte veškerá měřidla, která byla použita při měření, a to typ, měřicí rozsah, přesnost atd. Pro jednotlivé měřené veličiny stanovte nejistoty měření a dále stanovte celkovou nejistotu měření průtoku, tlaku a účinnosti. V závěru srovnajte garantovaný pracovní bod se skutečným pracovním bodem a rozhodněte zda čerpadlo splňuje garantované parametry.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. BRADA, K., BLÁHA J. *Čerpací technika*. Praha: České vysoké učení technické, 1991. 157 s. ISBN 80-01-00686-7.
2. ČSN EN ISO 9906 - *Hydrodynamická čerpadla - Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů - Stupně přesnosti 1 a 2*.
3. JANALÍK, J. *Měření tekutinových mechanismů*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1995. (http://www.338.vsb.cz/PDF/Mereni_tek_mech.pdf).
4. KOPEČNÝ, J., MÁDR, V., PIŠTORA, J., FOJTEK, A., FOUKAL, J. *Fyzikální měření*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 215 s. ISBN 80-7078-655-8.
5. GÜLICH, J. F. *Centrifugal pumps*. 2nd ed. Berlin: Springer, c2010, xxxiv. 964 s. ISBN 978-3-642-12823-3.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Blejchař, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 11. 5. 2016



.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že se Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikaci práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáváním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111//1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 11. 5. 2016



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Karel Osička

Adresa trvalého pobytu autora práce: Nádražní 1955/48A, Šternberk, 785 01

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce Ing. Tomáši Blejchařovi, Ph.D. za cenné rady a informace při zpracování práce. Dále děkuji všem z Katedry hydromechaniky a hydraulických zařízení, u kterých jsem během tvorby práce našel pomocnou ruku.

Anotace bakalářské práce

OSIČKA, K. *Ověření pracovního bodu hydrodynamického čerpadla: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 55 s. Vedoucí práce Blejchař, T.

Cílem této bakalářské práce je přiblížit problematiku ověřování pracovního bodu hydrodynamického čerpadla dle příslušné normy: Hydrodynamická čerpadla – Přejímací zkoušky výkonových parametrů – Stupně přesnosti 1, 2 a 3 pod označením ČSN ISO 9906:2012. První část je zaměřena na dopravu kapalin a na energetickou bilanci v obecném čerpacím systému. Dále přiblížíme čerpadla a zaměříme se více na čerpadla hydrodynamická. V poslední kapitole ověříme dle naměřených parametrů skutečného hydrodynamického čerpadla, zda leží jeho provozní bod v garantovaném pásmu.

Annotation of bachelor thesis

OSIČKA, K. *Verification of Operating Point of Hydrodynamic pump: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipments, 2016, 55 p. Thesis head: Blejchař, T.

The bachelor thesis deals with verification of operating point of dynamic pump according to standard: Rotodynamics pumps – hydraulic performance acceptance tests – Grades 1, 2 and 3 under a designation CSN ISO 9906:2012. First chapter of thesis is focused on moving of the fluid and next energy balance in the pumping system. Next chapter is focused on pumps and special attention is paid to dynamic pumps. Verification of operating point of dynamic pump is verified by experimental measurement in last chapter. Verification of operation point consist in validation that operating point lay in guarantee area according to standard.

Obsah

Obsah.....	8
Seznam použitých značek a symbolů.....	10
1 Úvod.....	14
2 Doprava kapalin a její druhy.....	15
3 Čerpací systém.....	16
3.1 Základní parametry čerpání.....	17
3.1.1 Měrná energie.....	18
3.1.2 Určení průtoku Q	19
3.2 Energetická bilance čerpacího systému.....	20
3.3 Ztráty energie v podobě hydraulických odporů.....	21
4 Potrubí.....	23
4.1 Charakteristika potrubí.....	23
5 Čerpadla.....	26
5.1 Hydrostatická čerpadla.....	26
5.1.1 Charakteristika hydrostatického čerpadla.....	27
5.2 Hydrodynamická čerpadla.....	28
5.2.1 Charakteristika hydrodynamického čerpadla.....	31
5.3 Charakteristika čerpacího systému – pracovní bod.....	33
6 Měření čerpadla na díle.....	34
6.1 Měřené čerpadlo.....	34
6.2 Měřicí technika.....	35
6.2.1 Měřicí systém.....	35
6.2.2 Použitá měřicí technika.....	35
6.3 Teoretické podklady měření – hydraulické parametry.....	37
6.3.1 Celková sací výška čerpadla.....	37
6.3.2 Celková dopravní výška čerpadla.....	38
6.3.3 Přepoččet na specifické otáčky a specifikovanou hustotou.....	38
6.3.4 Měrná energie na výtlaku čerpadla.....	39
6.4 Teoretické podklady měření – nejistoty měření:.....	39
6.4.1 Náhodná nejistota měření.....	39

6.4.2	Systematická nejistota měření	40
6.4.3	Celková nejistota měření	40
6.5	Vyhodnocení měření	41
6.6	Výsledky měření	43
6.6.1	Pracovní bod naměřený garantovaný	44
6.6.2	Pracovní bod naměřený minimální	48
6.6.3	Pracovní bod naměřený maximální.....	50
6.7	Zhodnocení	52
7	Závěr.....	53
8	Seznam použité literatury	54

Seznam použitých značek a symbolů

Veličina	Význam	Jednotka
DN_1	jmenovitý průměr sání	[mm]
DN_2	jmenovitý průměr výtlaku	[mm]
H	tlaková výška čerpadla	[m]
H_1	celková sací výška čerpadla	[m]
H_2	celková dopravní výška čerpadla	[m]
H_T	celková dopravní výška čerpadla při specifických otáčkách	[m]
N	počet měření	[-]
P	příkon	[W]
P_G	garantovaný příkon	[kW]
P_h	hydraulický výkon	[W]
P_m	naměřený příkon	[kW]
$P_{m,T}$	příkon motoru čerpadla při specifických otáčkách	[kW]
P_{max}	maximální hodnota příkonu	[kW]
P_{min}	minimální hodnota příkonu	[kW]
P_1°	typická charakteristika potrubí	[-]
P_2°	typická charakteristika potrubí	[-]
P_3°	typická charakteristika potrubí	[-]
Q	průtok, průtok naměřený průtokoměrem	[m ³ .s ⁻¹]
Q_G	garantovaný průtok	[l.s ⁻¹]
Q_{krit}	kritická hodnota průtoku	[m ³ .s ⁻¹]
Q_m	hmotnostní průtok	[kg.s ⁻¹]
Q_{max}	maximální hodnota průtoku	[l.s ⁻¹]
Q_{min}	minimální hodnota průtoku	[l.s ⁻¹]
Q_n	jmenovitý průtok	[l.s ⁻¹]
Q_T	průtok při specifických otáčkách	[l.s ⁻¹]
Q_v	objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	průřez potrubí	[m ²]
U_1	střední rychlost v sání	[m.s ⁻¹]
Y	měrná energie kapaliny	[J.kg ⁻¹]
$Y_{\check{e}}$	měrná energie na čerpadle (skutečná)	[J.kg ⁻¹]
Y_{dym}	dynamická složka měrné energie	[J.kg ⁻¹]
Y_G	měrná energie garantovaná	[J.kg ⁻¹]
Y_{max}	maximální hodnota měrné energie	[J.kg ⁻¹]

Y_{min}	minimální hodnota měrné energie	[J.kg ⁻¹]
Y_p	měrná energie potřebná na dopravu kapaliny potrubím	[J.kg ⁻¹]
Y_{sn}	energie v sací nádrži	[J.kg ⁻¹]
Y_{st}	statická složka měrné energie	[J.kg ⁻¹]
Y_T	měrná energie na výtlačku čerpadla	[J.kg ⁻¹]
Y_t	měrná energie teoretická hydrodynamického čerpadla	[J.kg ⁻¹]
Y_{vn}	měrná energie ve výtlačné nádrži	[J.kg ⁻¹]
Y_z	měrná energie ztrátová	[J.kg ⁻¹]
Y_{zm}	měrná energie ztrátová místní	[J.kg ⁻¹]
Y_{zs}	měrná energie ztrátová v sací části	[J.kg ⁻¹]
Y_{zt}	měrná energie ztrátová třením po délce potrubí	[J.kg ⁻¹]
Y_{zv}	měrná energie ztrátová ve výtlačné části	[J.kg ⁻¹]
a	exponent závislý na typu proudění kapaliny	[-]
c	absolutní rychlost	[m.s ⁻¹]
c_m	meridiánová složka absolutní rychlosti	[m.s ⁻¹]
c_u	unášivá složka absolutní rychlosti	[m.s ⁻¹]
d	charakteristický průměr potrubí	[m]
d_s	průměr sacího potrubí	[m]
d_v	průměr výtlačného potrubí	[m]
e_H	celková nejistota měření dopravní výšky	[%]
e_n	celková nejistota měření otáček	[%]
e_P	celková nejistota měření příkonu	[%]
e_Q	celková nejistota měření průtoku	[%]
g	tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h_g	geodetická výška	[m]
h_s	sací výška	[m]
h_v	výtlačná výška	[m]
h_z	ztrátová výška	[m]
h_{zs}	ztrátová výška sací	[m]
h_{zv}	ztrátová výška výtlačná	[m]
k	drsnost potrubí	[-]
l	osová délka potrubního úseku	[m]
n	otáčky	[min ⁻¹]
n_{sp}	specifické otáčky	[min ⁻¹]
p	tlak	[MPa]
p_0	barometrický tlak	[Pa]
p_1	manometrický tlak v měřicím místě na sání	[Pa]
p_2	manometrický tlak v měřicím místě na výtlačku	[Pa]
p_s	tlak na manometru v sacím potrubí	[MPa]

p_{sn}	tlak v sací nádrži	[MPa]
p_v	tlak na manometru ve výtlačném potrubí	[MPa]
p_{vn}	tlak ve výtlačné nádrži	[MPa]
p_z	tlak ztrátový (celkový)	[MPa]
s	náhodná nejistota měření	[%]
s_n	náhodná nejistota měření otáček čerpadla	[%]
s_P	náhodná nejistota měření příkonu	[%]
s_Q	náhodná nejistota měření průtoku	[%]
s_ρ	náhodná nejistota měření hustoty	[%]
s_{z1}	náhodná nejistota měření výšky	[%]
s_{z2}	náhodná nejistota měření výšky	[%]
t	teplota čerpané vody, čas	[°C]
u	unášivá rychlost	[m.s ⁻¹]
v	rychlost kapaliny v potrubí	[m.s ⁻¹]
w	relativní rychlost	[m.s ⁻¹]
x	naměřená hodnota	[-]
\bar{x}	průměr vypočítaný z naměřených hodnot	[-]
x_H	systematická nejistota měření celkové dopravní výšky	[%]
x_n	systematická nejistota měření otáček čerpadla	[%]
x_P	systematická nejistota měření příkonu pohonu	[%]
x_{p1}	systematická nejistota měření tlaku na sání	[%]
x_{p2}	systematická nejistota měření tlaku na výtlačku	[%]
x_Q	systematická nejistota měření průtoku	[%]
x_ρ	systematická nejistota měření hustoty	[%]
x_{z1}	systematická nejistota měření výšky	[%]
x_{z2}	systematická nejistota měření výšky	[%]
z_1	výška převodníku tlaku nad základní rovinou	[m]
z_2	výška převodníku tlaku nad základní rovinou	[m]
Δh	výškový rozdíl	[m]
Δp	tlakový rozdíl	[MPa]
Δv	rozdíl rychlostí kapaliny	[m.s ⁻¹]
α	úhel mezi absolutní a unášivou rychlostí	[°]
β	úhel mezi relativní a unášivou rychlostí	[°]
λ	koeficient tření	[-]
ν	kinematická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	hustota kapaliny	[kg.m ⁻³]
ρ_{sp}	specifická hustota	[kg.m ⁻³]
τ_H	toleranční součinitel celkové dopravní výšky	[%]
τ_P	toleranční součinitel příkonu pohonu	[%]

τ_Q	toleranční součinitel průtoku	[%]
ζ	ztrátový součinitel tření po délce	[-]
η_c	celková účinnost	[%]
η_h	hydraulická účinnost	[%]
η_m	mechanický účinnost	[%]
η_{mh}	účinnost mechanicko – hydraulická	[%]
η_v	objemový účinnost	[%]

1 Úvod

Hydrodynamická čerpadla tvoří v současnosti převážnou část strojů pro dopravu kapalin v nejširších odvětvích průmyslu. Jsou velmi důležitou částí celého systému dopravy kapalin, na který se v posledních desítkách let kladou stále větší nároky. Jako jeden z nejzávažnějších úkolů, který se s rozvíjející společností nutně rozvíjí také. Závislost na dopravě vody a dalších kapalin je nedílnou součástí každodenního života nejen v průmyslu, ale i v běžném životě. Největší úkoly čerpadel a s nimi i celé čerpací techniky plynou z tepelné a jaderné energetiky, kde se více jak 10 % vyrobené energie spotřebovává vlastní čerpací zařízení. Zásadní postavení má také regenerace veškerých odpadních vod, kde je hlavní jádro tvořeno právě čerpacím zařízením [1].

Rostoucím požadavkům na hydrodynamická čerpadla a celkově na dopravu kapalin se přizpůsobuje i trh. Nabídka hydrodynamických čerpadel, je pro jejich hlavní požadované parametry dnes velmi rozmanitá. Existují řady firem s kvalitními a spolehlivými výrobky a i přes léta vyzkoušené technologie a zažitá principy přicházejí s lepšími technologiemi a tím i výsledky. Firmy vývojem postupují směrem vpřed a tím rozšiřují a zkvalitňují nabídku. Neméně velký důraz je kladen na samotnou účinnost jak celého čerpacího systému, tak vlastních čerpadel. S tím související spotřeba energie má dnes zásadní vliv na veškerý provoz v průmyslu, hospodárnost a vlastní volbu všech prvků čerpacího systému.

Pro správnou funkčnost celého systému na dopravu kapalin, musí být konkrétní hydrodynamické čerpadlo provozováno v okolí provozního, nebo li pracovního bodu, ve kterém má čerpadlo nejvyšší účinnost při daném dopravovaném množství kapaliny [2]. Provozní bod systému je takový, kde se protínají obě charakteristiky hlavních parametrů čerpadla a potrubí. Sami výrobci hydrodynamických čerpadel provozní bod a přípustné odchylky od tohoto bodu v podobě okolí pracovního bodu garantují, ovšem za splnění požadavků, které plynou z dopravy kapalin potrubím a celého systému. Tento požadavek s sebou nese jak výhody v podobě úspory energie a jejího efektivního využití, tak nevýhody spojené s dobrou znalostí a náročností návrhu celého systému. Pro ověření parametrů čerpadel slouží mezinárodní norma ČSN ISO 9906:2012. Zkoušky popsané v této normě jsou určeny ke zjištění technických parametrů čerpadla a k jejich porovnání se zárukou výrobce. Norma považuje jmenovité záruky za splněné, pokud měřené charakteristiky spadají do tolerancí předepsaných pro jednotlivé veličiny, za předpokladu zkoušení podle této normy [12].

2 Doprava kapalin a její druhy

V každém kilogramu kapaliny, která je v klidném stavu, se nachází potenciální energie E_p v podobě složek tlakové energie $E_{pt} = p/\rho$ a polohové energie $E_{pp} = g \cdot h$. V případě uvedení kapaliny do pohybu předá potencionální energie E_p každému kilogramu kapaliny rychlostí energii $E_r = c^2/2$ současně s energií ztrátovou Y_z nutnou k překonání hydrodynamického odporu proti průtoku. Pokud není přiváděna proudící kapalině energie zevně, bude algebraický součet všech uvedených druhů energií nulový dle Bernoulliho rovnice [1]:

$$\frac{\Delta p}{\rho} + g \cdot \Delta H + \frac{\Delta v^2}{2} + Y_z = 0 \quad (2.1)$$

kde:

Δp [MPa] – tlakový rozdíl

ρ [kg.m⁻³] – hustota kapaliny

g [m.s⁻²] – tíhové zrychlení

ΔH [m] – výškový rozdíl (rozdíl tlakových výšek)

Δv [m.s⁻¹] – rozdíl průtokových rychlostí kapaliny

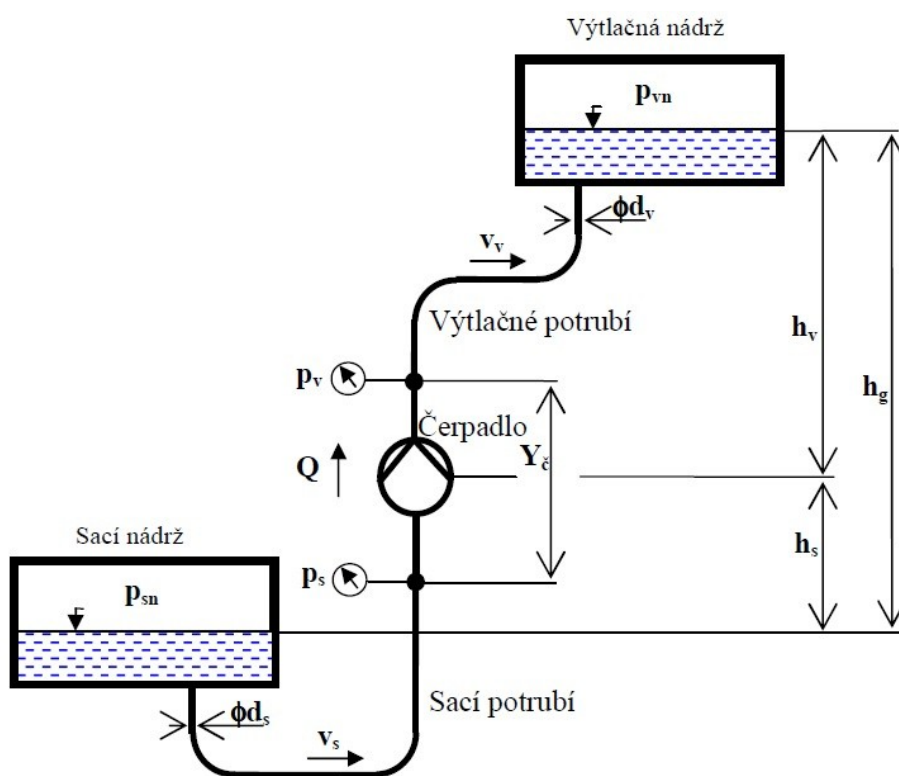
Y_z [J.kg⁻¹] – ztrátová energie

Nachází-li se v kapalině více potenciální energie, než potřeba k jejímu samovolnému pohybu, je možné tento přebytek odvést například turbínou. Nestačí-li potenciální energie na uvedení kapaliny do pohybu, je třeba kapalině energii přivést z vnějšího zdroje a to čerpadlem. Tím můžeme dopravu kapalin rozdělit na dopravu kapalin bez přívodu energie a dopravu kapalin s přívodem energie [3].

Doprava kapalin bez přívodu energie již nemá takový význam, jako tomu bylo v minulosti, ale stále je používána například u gravitačního vedení. Příklad takového vedení jsou kanalizační, či vodovodních sítě. Naopak u dopravy kapalin s přívodem energie mají dnes zásadní význam systémy s čerpadlem. Kde se pomocí čerpadla většinou využívá zvyšování tlakové energie. Tímto jsou systémy s přívodem energie převážně přetlakové, s poklesem tlaku podél cesty potrubím, což je způsobeno ztrátami.

3 Čerpací systém

Zjednodušený čerpací systém tvoří celek, složený z několika základních částí. Hlavní a zároveň aktivní částí je čerpadlo, které slouží ke zvýšení tlakové, polohové energie. Současně čerpadlo překonává řadu hydraulických odporů při proudění reálné kapaliny v potrubí. Hlavní a zároveň pasivní částí je potrubní řád, který můžeme rozdělit na potrubí sací a výtlačné. Další podstatnou součástí jsou nádrže na kapalinu. Obvykle je kapalina čerpadlem dopravována ze sací nádrže do nádrže výtlačné. Obě nádrže tvoří hranice čerpacího systému a tlaky na hladinách p_{sn} a p_{vn} tvoří okrajové podmínky [4]. Na obrázku 3.1 je nakresleno zjednodušené schéma čerpacího systému společně s vyznačením všech důležitých parametrů.



Obr. 3.1 Zjednodušené schéma čerpacího systému [4]

Základní parametry čerpacího systému:

p_{vn} – tlak v sací nádrži

p_{sn} – tlak ve výtlačné nádrži

p_s, p_v – tlaky měřené manometry na sacím a výtlačném potrubí

v_s, v_v – rychlosti čerpané kapaliny v sacím a výtlačném potrubí

Q – průtok kapaliny systémem

h_s, h_v – výška sací a výtlačná
 h_g – výška geodetická
 Y_c – měrná energie na čerpadle (skutečná)
 Y_p – měrná energie potrubí (skutečná)
 d_s, d_v – průměry sacího a výtlačného potrubí

3.1 Základní parametry čerpání

Hlavními parametry čerpadla, popř. celého čerpacího systému, jsou průtok Q a měrná energie Y . Velikost průtoku je dáno požadavky na potřebné množství kapaliny, velikost měrné energie pak určují energetické poměry v potrubním systému. Požadovaná oblast parametrů Q a Y je pokryta řadou typizovaných čerpadel různých výrobců. Společně s dalšími parametry jsou vzájemně provázány v následujících rovnicích [4], [2]. Průtok můžeme rozdělit na objemový Q_m a hmotnostní Q_v . Oba průtoky jsou ve vzájemném vztahu prostřednictvím hustoty kapaliny ρ :

$$Q_m = \rho \cdot Q_v \quad (3.1)$$

$$Q_v = \frac{Q_m}{\rho} \quad (3.2)$$

kde:

Q_m [kg.s⁻¹] – hmotnostní průtok

Q_v [m³.s⁻¹] – objemový průtok

ρ [kg.m⁻³] – hustota kapaliny

Parametr měrná energie Y vyjadřuje množství energie v jednom kilogramu čerpané kapaliny. Obecně měrnou energii vyjadřuje vztah:

$$Y = g \cdot H \quad (3.3)$$

kde:

Y [J.kg⁻¹] – měrná energie

g [m.s⁻²] – tíhové zrychlení

H [m] – tlaková výška čerpadla (popřípadě geodetická výška).

Měrná energie systému je často definována jako funkce objemového průtoku:

$$Y = f(Q) \quad (3.4)$$

Další důležitý parametr je hydraulický výkon a příkon, důležitý zejména pro dimenzování pohonu čerpadla [1]:

$$P_h = \rho \cdot Q \cdot Y \quad (3.5)$$

kde:

P_h [W] – hydraulický výkon

ρ [kg.m⁻³] – hustota kapaliny

Q [m³.s⁻¹] – průtok kapaliny

Y [J.kg⁻¹] – měrná energie kapaliny

$$P = \frac{P_h}{\eta_c} \quad (3.6)$$

kde:

P [W] – příkon

η_c [%] – celková účinnost

Celková účinnost je obecně u hydraulických systémů dána součinem tří složek [5]:

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_h \cdot \eta_v \quad (3.7)$$

kde:

η_m [%] – mechanická účinnost

η_h [%] – hydraulická účinnost

η_v [%] – objemová účinnost

3.1.1 Měrná energie

Vztah (3.3) respektive (3.4) je platný pro potrubí, i pro čerpadlo. Rovnice vztažená k čerpadlu má tvar $Y_c = f(Q)$ a představuje množství energie, které čerpadlo předá kapalině mezi sacím a výtlačným hrdlem čerpadla při daném průtoku. Pokud rovnici vztáhneme k potrubí, rovnice ve tvaru $Y_p = f(Q)$ pak vyjadřuje spotřebu měrné energie při dopravě daného průtoku kapaliny potrubím.

V potrubním řádu se přivedená energie čerpadlem spotřebovává. V případě ustálené dopravy kapaliny jsou obě složky čerpacího systému v energetické rovnováze. Platí, že hlavní parametry průtok Q a měrná energie Y jsou pro čerpadlo i potrubní řád stejné.

V případě rovnováhy platí $Y_c = Y_p$. Při této platnosti je průtok čerpacím systémem v čase neměnný. V případě, kdy je měrná energie čerpadla větší, než měrná energie potrubí, tedy $Y_c > Y_p$, pak čerpadlo dodává více energie, než je v systému zmařeno. Tím systém není v rovnováze a kapalina v něm díky přebytečné energii zrychluje. Zrychlování kapaliny bude trvat do té doby, než se systém znovu ustálí a tím přejde do nového rovnovážného stavu. V opačném případě, kdy měrná energie čerpadla bude menší než měrná energie potrubí $Y_c < Y_p$, čerpadlo nedodává dostatek energie a kapalina v systému bude zpomalovat, a tím si najde znovu nový rovnovážný stav [1], [4].

3.1.2 Určení průtoku Q

Množství dopravované kapaliny bývá dáno účelem a rozsahem jejího použití. Při požadavku na ustálený provoz je konstantní i průtok Q , který je volen s určitou rezervou, jako ekonomicky optimální z hlediska spotřeby kapaliny daný procesem. Pokud je požadavek na kolísavé množství kapaliny, je průtok Q proměnný v čase a je nutno provést změnu zásahem do čerpacího systému. To je možno provést buď na čerpadle, nebo v potrubním řádu, případně kombinací obou způsobů. Změnou na čerpadle se řídí charakteristika čerpadla (při neměnné charakteristice potrubí) tak, aby v rozsahu průtoku $\Delta Q = Q_{\max} - Q_{\min}$ byl okamžitý průtok čerpadla roven spotřebě. Řídit změnu charakteristiky čerpadla lze například změnou otáček čerpadla, případně natočením oběžných lopatek v oběžném kole.

V případě změny v potrubí se řídí charakteristika potrubí dle požadavků proměnného průtoku Q (při neměnné charakteristice čerpadla). Zde se nabízí například využití obtoku čerpadla (bypass), či škrcení na výtlačku z čerpadla. Uvedené způsoby řízení průtoku jsou kontinuální, ale jelikož je v řadě případů čerpací techniky odběr kapaliny přerušovaný, pak je vhodné provozovat i čerpadlo přerušovaně. Skutečnost je taková, že čerpací systém pracuje zejména v ustáleném stavu, proto se nebudeme nestacionárními stavy zabývat podrobněji [1], [3], [4].

3.2 Energetická bilance čerpacího systému

Měrnou energii, která je potřeba na dopravu kapaliny daným systémem Y_p , odvodíme na základě energetické bilance systému, při využití obrázku 3.1 platí následující rovnice [3], [4]:

$$Y_{sn} + Y_p = Y_{vn} \quad (3.8)$$

Rovnice vyjadřuje, že při ustáleném pracovním stavu je třeba přivést systému energii odpovídající rozdílu horní a spodní hladiny (horní a dolní nádrže) a při využití Bernoulliho rovnice lze vztah rozepsat:

$$\frac{p_{sn}}{\rho} + Y_p = \frac{p_{vn}}{\rho} + h_g \cdot g + h_z \cdot g \quad (3.9)$$

Díky čerpadlu a tím rozdělení potrubní části na sací a výtlačnou můžeme psát pro celkovou geodetickou výšku:

$$\frac{p_{sn}}{\rho} + Y_p = \frac{p_{vn}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad (3.10)$$

Po úpravě lze získat konečný a často uváděný vztah:

$$Y_p = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad (3.11)$$

kde:

Y_p [J.kg⁻¹] – energie spotřebovaná na dopravu kapaliny potrubím

Y_{sn}, Y_{vn} [J.kg⁻¹] – energie v sací a výtlačné nádrži

p_{sn}, p_{vn} [MPa] – tlak v sací a výtlačné nádrži

h_g [m] – geodetická výška

h_z [m] – ztrátová výška

h_s, h_v [m] – sací a výtlačná výška

h_{zs}, h_{zv} [m] – ztrátová sací a ztrátová výtlačná výška

Ztrátovou energii lze rozepsat:

$$Y_z = Y_{zs} + Y_{zv} \quad (3.12)$$

kde:

Y_z [J.kg^{-1}] – ztrátová měrná energie zahrnující veškeré ztráty

Y_{zs} [J.kg^{-1}] – měrná energie ztrátová na sací části

Y_{zv} [J.kg^{-1}] – měrná energie ztrátová na výtlačné části

Tření kapaliny v potrubí je dáno ztrátovou měrnou energií tzv. ztrátami délkovými a ztrátami místními, vznikající v místech proměnného průtočného průřezu. Výsledná hydraulická ztráta je součtem obou ztrát. Další faktor ovlivňující ztrátovou energii je druh proudění kapaliny v potrubí, které může být laminární, nebo turbulentní. Dle něj se příslušné vzorce na výpočty výsledné ztrátové měrné energie patřičně upravují.

3.3 Ztráty energie v podobě hydraulických odporů

Při proudění skutečné kapaliny, vznikají v důsledku viskozity hydraulické odpory, tj. síly, které působí proti pohybu částic kapaliny. Tyto hydraulické odpory vyvolává proudění kapaliny, které se dá rozdělit na laminární a turbulentní. Pro určení druhu proudění v potrubí je zapotřebí Reynoldsova čísla [6]:

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (3.13)$$

kde:

Re [-] – Reynoldsovo číslo

v [m.s^{-1}] – rychlost kapaliny v potrubí

d [m] – průměr potrubí (charakteristický průměr průtočného profilu)

ν [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$] – kinematická viskozita

Kritická hodnota Reynoldsova čísla v případě proudění vody je 2320. Tato hodnota od sebe dělí oblasti laminárního a turbulentního proudění v daném potrubí.

Součinitel tření λ je závislý na režimu proudění a tím tedy na Reynoldsově čísle. Pro určení součinitele tření se využívá empirických vztahů, jelikož přesný vztah, který by byl použitelný pro libovolnou rychlost proudící kapaliny, neexistuje.

Současně je třeba dodat, že je součinitel tření je také funkcí drsnosti potrubí k . Ta představuje střední výšku nerovností a je závislá na kvalitě vnitřních stěn potrubí [7]. Hydraulické odpory můžeme rozdělit na ztráty třecí a místní.

Pomocí Darcy – Weisbachovy rovnice můžeme ztráty třením po délce potrubí, vznikající při proudění skutečné kapaliny určit jako část kinetické měrné energie [7]:

$$Y_{zt} = \sum_{j=1}^n \left(\zeta_j \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) = \sum_{j=1}^n \left(\lambda_j \cdot \frac{l_j}{d_j} \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) \quad (3.14)$$

kde:

index „j“ [-] obecný (číselný) index jednotlivých úseků potrubí o celkovém počtu „n“ vztažených k ploše S_j .

l_j [m] – osová délka potrubního úseku „j“

d_j [m] – průměr potrubí odpovídající úseku „j“

ζ [-] – ztrátový součinitel tření po délce úseku „j“

λ_j [-] – koeficient tření po délce úseku „j“

v_j [m.s⁻¹] – rychlost kapaliny v potrubí odpovídající úseku „j“.

Ztráty místní vychází také z Darcy – Weisbachovy rovnice, pomocí které lze určit místní ztrátovou měrnou energii vznikající ve všech dílčích členech jako kolena, ventily, zúžené průřezy atd. [7]:

$$Y_{zm} = \sum_{i=1}^n \left(\xi_i \cdot \frac{v_j^2}{2} \right) \quad (3.16)$$

kde:

ξ_i [-] – součinitel místní ztráty daného dílčího členu pod číslem „i“.

v_j [m.s⁻¹] – rychlost kapaliny v daném dílčím členu vztažené k ploše S_j .

Celkové ztráty měrné energie můžeme potom psát jako součet ztrátové měrné energie místní a ztrátové měrné energie po délce [4]:

$$Y_z = Y_{zt} + Y_{zm} = \sum_{i=1}^n \left(\lambda_j \cdot \frac{l_j}{d_j} + \xi_i \right) \cdot \frac{v_j^2}{2} \quad (3.17)$$

A často uváděnou ztrátovou výšku h_z , nebo ztrátový tlak p_z [4]:

$$h_z = \sum_{j=1}^n \left(\lambda_j \cdot \frac{l_j}{d_j} + \xi_i \right) \cdot \frac{v_j^2}{2 \cdot g} \quad (3.18)$$

$$p_z = \sum_{j=1}^n \left(\lambda_j \cdot \frac{l_j}{d_j} + \zeta_i \right) \cdot \frac{v_j^2}{2} \cdot \rho \quad (3.19)$$

kde:

Y_z [m] celková ztrátová měrná energie

h_z [m] celková ztrátová výška

p_z [Pa] celkový ztrátový tlak

4 Potrubí

Potrubí tvoří významný prostředek pro transport tekutin, případně jiných dopravy schopných materiálů v průmyslu. Tvoří pasivní prvek čerpacího systému. Soustava potrubí pak tvoří potrubní síť, která se rozprostírá v určité oblasti a umožňuje odebírat tlakovou kapalinu na potřebných místech.

4.1 Charakteristika potrubí

Obecně se pod pojmem charakteristika skrývají závislosti důležitých a mezi sebou propojených parametrů jako účinnost η , otáčky n , výkon P , kavitační deprese Δy v závislosti na průtoku kapaliny Q , nebo na rychlosti v proudění kapaliny.

Souvislost hlavních parametrů průtoku Q a měrné energie Y ve vzájemné vazbě se nazývá charakteristikou potrubí. Určuje, jaké množství měrné energie Y musí být přivedeno kapalině při daném průtoku Q [3].

Za předpokladu ustáleného průtoku nestlačitelné kapaliny potrubím o průřezu S , je průtok dán rovnicí kontinuity [1]:

$$Q = S \cdot v \quad (4.1)$$

kde:

S [m²] – průřez potrubí

v [m.s⁻¹] – rychlost kapaliny

Charakteristika potrubí je z předchozího odvození dána jako:

$$Y_p = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) + g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) \quad (4.2)$$

První dva členy rovnice se označují jako statická složka měrné energie Y_{st} , jsou nezávislé na průtoku Q a lze je považovat za konstantu pro daný typ čerpacího systému. Lze psát [4]:

$$Y_p = Y_{st} + Y_{dyn} \quad (4.3)$$

Tedy statická složka:

$$Y_{st} = \frac{p_{vn} - p_{sn}}{\rho} + g \cdot (h_s + h_v) \neq f(Q_v) \quad (4.4)$$

Poslední člen je závislý na průtoku Q a označuje se jako dynamická složka měrné energie Y_{dyn} , představuje ztrátovou energii spojenou s prouděním skutečné kapaliny daným systémem, můžeme pro něj napsat [4]:

$$Y_{dyn} = g \cdot (h_{zs} + h_{zv}) = f(Q^a) \quad (4.5)$$

kde:

Y_{st} [J.kg⁻¹] – statická složka měrné energie

Y_{dyn} [J.kg⁻¹] – dynamická složka měrné energie

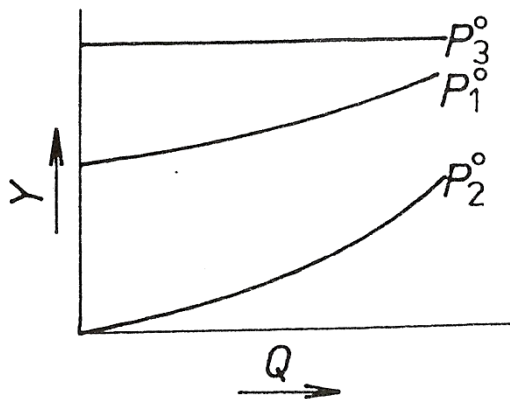
Dynamický člen je závislý na průtokových odporech. Velikost exponentu a je ovlivněna typem proudění kapaliny:

$a = 1,0$ pro laminární proudění

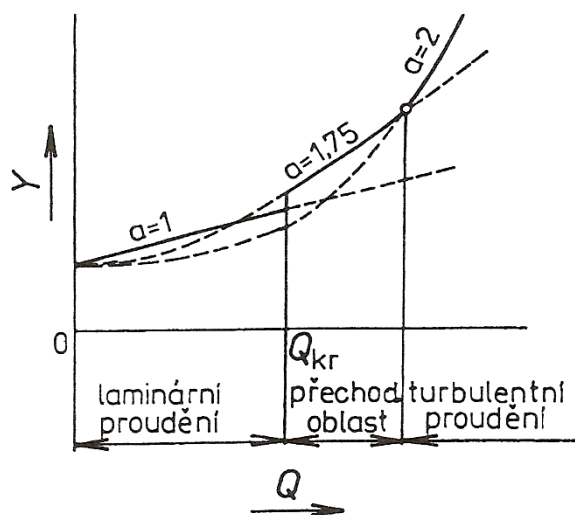
$a = 1,0 \div 2,0$ pro přechodovou oblast proudění

$a = 2,0$ pro turbulentní proudění

Na obrázku 4.1 jsou znázorněny typické charakteristiky potrubí. Charakteristika P_1^0 představuje nejčastější případ, kdy platí $Y_{st} > 0$ a přiměřenou složku hydraulických ztrát. Charakteristika P_2^0 platí pro $Y_{st} = 0$ a případ charakteristiky P_3^0 platí pro systém, který má zanedbatelné hydraulické ztráty, u něhož převažuje složka Y_{st} , např. kratších vedeních [2].



Obr. 4.1 Typické charakteristiky potrubí [2]



Obr. 4.2 Vlivy režimu proudění na průběh charakteristiky proudění [2]

Na obrázku 4.2 je znázorněno, jak exponent a pro jednotlivé typy proudění ovlivňuje strmost charakteristiky potrubí. V případě velmi nízkého průtoku Q má charakteristika proudění tendenci tvořit přímku, jelikož hodnota exponentu $a = 1$. Zvyšování průtoku má za následek rostoucí hodnotu Re a laminární proudění při Q_{krit} přechází přechodovou oblastí v proudění turbulentní, kde exponent $a = 2$. Právě v přechodové oblasti proudění se postupným přechodem mění přímková závislost v kvadratickou, s hodnotou exponentu $1,0 < a < 2,0$. Pro většinu případů čerpací techniky méně vazkých kapalin, platí oblast turbulentního proudění, kde charakteristika potrubí je kvadratická parabola [3].

Charakteristika konkrétního potrubí při neměnných rozměrech délky a průměru potrubí, není po celou funkční dobu potrubí stejná. Časem lze předpokládat postupné změny kvality vnitřní stěny potrubí. Tato změna je následkem dlouhodobějšího provozu, při kterém se mění kvalita povrchu a tím třecí vlastnosti [7].

5 Čerpadla

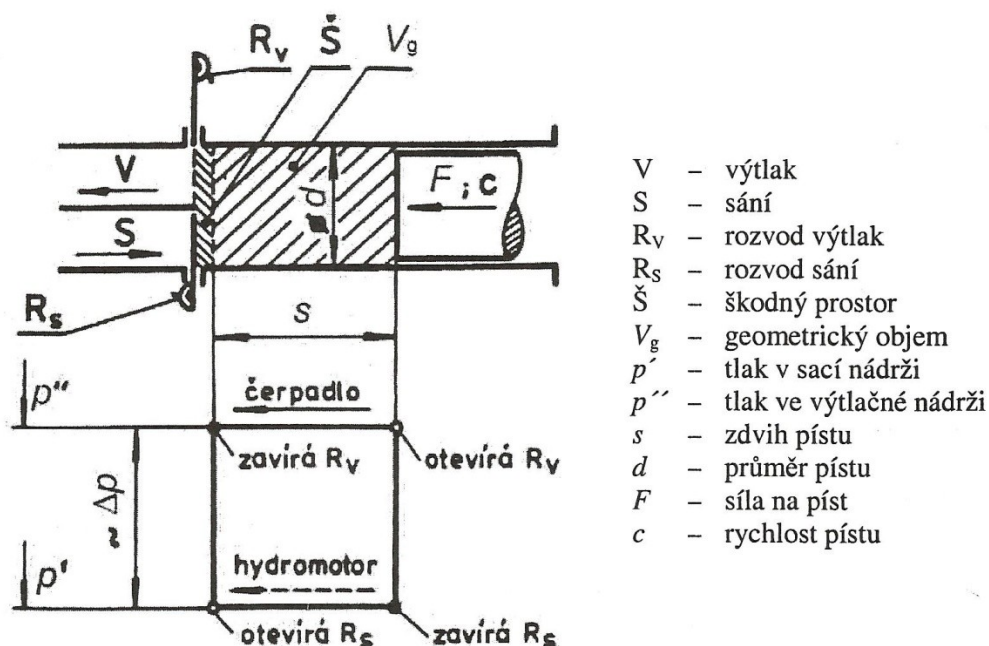
Čerpadla jsou hydraulické stroje, které dodávají kapalině energii. Tvoří aktivní prvek čerpacího systému a dodaná energie se využije na zvyšování tlakové energie, zvedání a dopravu kapaliny [6]. Podle principu přeměny energie lze čerpadla rozdělit na hydrostatická a hydrodynamická.

5.1 Hydrostatická čerpadla

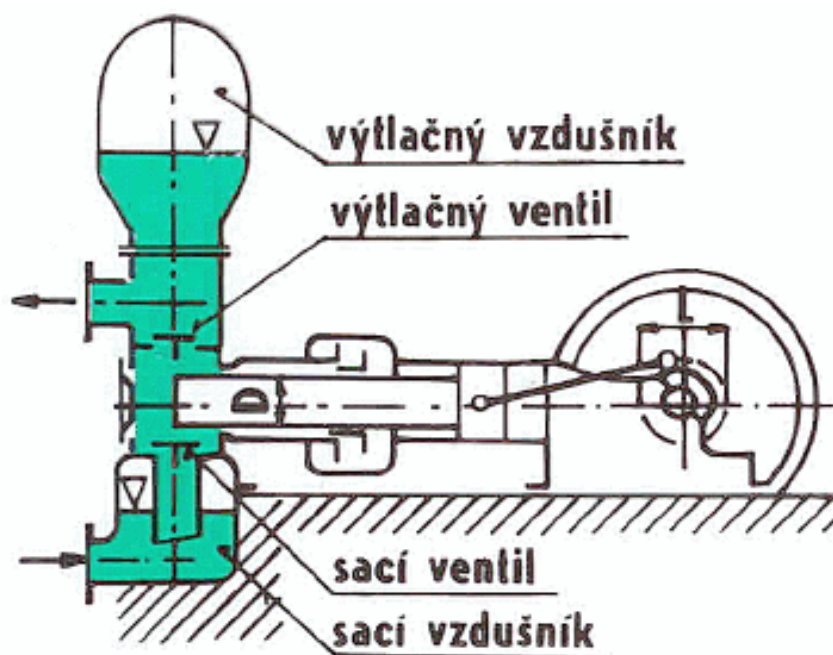
Nazývaná také objemová, pracují na principu změny pracovního objemu. Tlak i průtok pulzuje vlivem opakovaného zaplňování (sání) a vyprazdňování (výtlak) pracovního prostoru [4]. Tlak i průtok jsou proto nestacionární. Změna mechanické energie na hydraulickou u nich probíhá přímou přeměnou, tlak je tedy vyvozován přímým silovým působením funkční části čerpadla (pístu, zubu, lamely apod.) na kapalinu. Hydrostatická čerpadla mohou být s:

- a) kmitavým pohybem – pístová, plunžrová, membránová, vlnovcová, křídlová
- b) otáčivým pohybem – zubová, vřetenová, lamelová, s rotujícími písty, hadicová

Na obrázku 5.1 je znázorněna přímá přeměna mechanické energie na energii hydraulickou, na idealizovaném pístovém stroji s kmitavým pohybem pracovního prvku. Na dalším obrázku 5.2 je znázorněno jednočinné pístové čerpadlo se vzdušníky. Hydrostatická čerpadla nachází uplatnění zejména v oblasti generace vysokých tlaků při menších průtocích, při dopravě vysoce viskózních kapalin a suspenzí, případně pro přesné dávkování. Omezujícím parametrem využití hydrostatických čerpadel je jejich rozměrnost, hmotnost a tvrdá charakteristika. Čerpadla s kmitavým pohybem využívají převážně různých druhů ventilových rozvodů (kuželové, talířové, kulové) [8].



Obr. 5.1 Schéma pracovního cyklu hydrostatického stroje (pístového) [8]



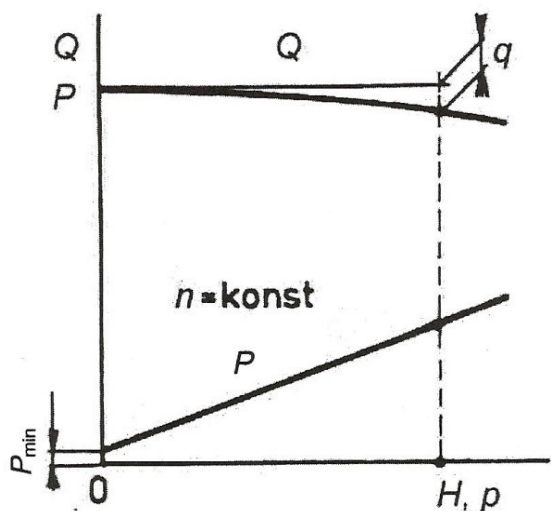
Obr. 5.2 Jednočinné pístové čerpadlo se vzdušníky [9]

5.1.1 Charakteristika hydrostatického čerpadla

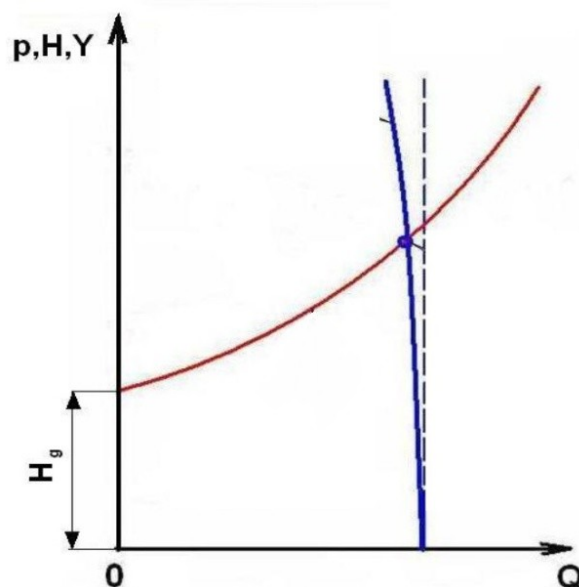
Při provozu, nebo spouštění hydrostatických čerpadel je třeba respektovat, že jejich průtok je do jisté míry nezávislý na dopravní výšce H , případně tlaku p . Hydrostatická

čerpadla generují tlaky v řádech MPa. Tlak p hydrostatického čerpadla se nastavuje samočinně dle velikosti odporu v hydraulickém systému.

Při zvyšování odporu v hydraulickém systému dojde ke vzrůstu tlaku kapaliny p , což vede k možnosti dosažení neomezené (nepřipustné) hodnoty tlaku, jak je zobrazeno na obrázku 5.3 [2]. Jelikož vazba mezi $Q - H$ je dána objemovými ztrátami v čerpadle, které závisejí na tlaku kapaliny, výsledkem je tzv. tvrdá charakteristika. Pracovní bod systému s hydrostatickým čerpadlem má charakteristiku na obrázku 5.4.



Obr. 5.3 Charakteristika hydrostatického čerpadla [8]

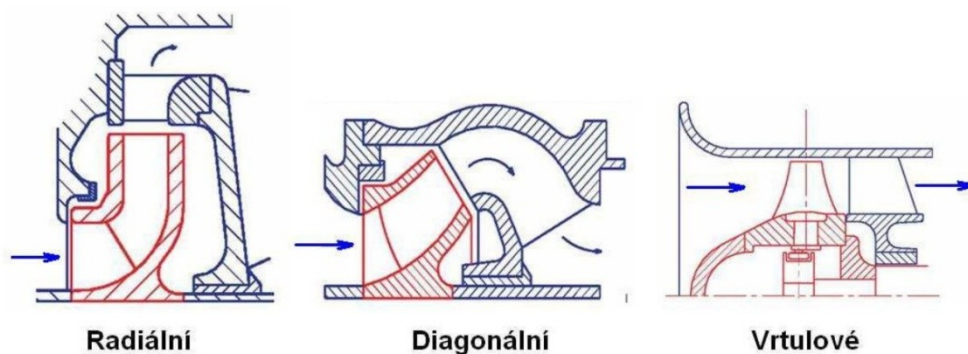


Obr. 5.4 Pracovní bod systému s hydrostatickým čerpadlem [10]

5.2 Hydrodynamická čerpadla

U hydrodynamických čerpadel probíhá přeměna mechanické energie na hydraulickou nepřímo. Mechanická energie se mění nejprve na kinetickou energii kapaliny, která se následně mění na energii tlakovou, a to z části již v oběžném kole a zbytek v rozváděcím ústrojí [5]. Charakteristickým prvkem těchto čerpadel jsou rotující kanály ohraničené lopatkami a disky oběžného kola. Hydrodynamická čerpadla mohou být:

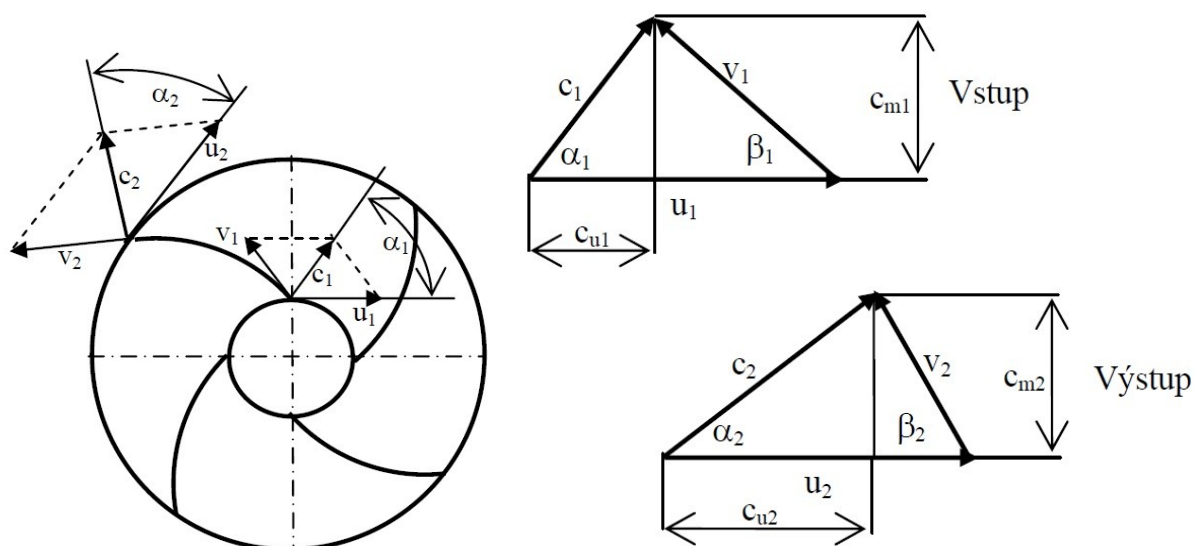
- lopatková – radiální, diagonální, axiální (vrtulové)
- proudová – injektory, ve kterých se dopravovaná kapalina strhává proudem vody, plynu, nebo páry, vytékající vysokou rychlostí z trysky.



Obr. 5.5 Tvary oběžných kol na výstupu [10]

Pomocí kinematických poměrů v oběžném kole na obrázku 5.6 lze vysvětlit princip přeměny energie v odstředivých čerpadlech, ve kterém sledujeme tok částice kapaliny od vstupu na lopatku (index 1), až po výstup z kanálu (index 2). Mechanický silový účinek zakřivené lopatky mění hybnost proudu kapaliny. Celý proces probíhá kontinuálně, jelikož kanály oběžného kola jsou trvale propojeny se vstupem a výstupem čerpadla. Oběžné kolo s kanály tvoří rotující systém a proto je potřeba rychlost proudění kapaliny v oběžném kole popsat v každém bodě rychlostmi [8]:

- c – rychlost absolutní
- w – rychlost relativní
- u – rychlost unášivá



Obr. 5.6 Kinematické poměry v oběžném kole, rychlostní trojúhelníky [4]

Vektorovým součtem relativní rychlosti v a unášivé rychlosti u je pak absolutní rychlost c :

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (5.1)$$

kde:

$\vec{c}, \vec{w}, \vec{u}$ [m.s^{-1}]

Absolutní rychlost c se dělí na unášivou složku c_u a meridiánovou složku c_m . Teoretická měrná energie hydrodynamického čerpadla je definována na základě kinematických poměrů v oběžném kole Eulerovou čerpadlovou rovnicí [4]:

$$Y_t = u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (5.2)$$

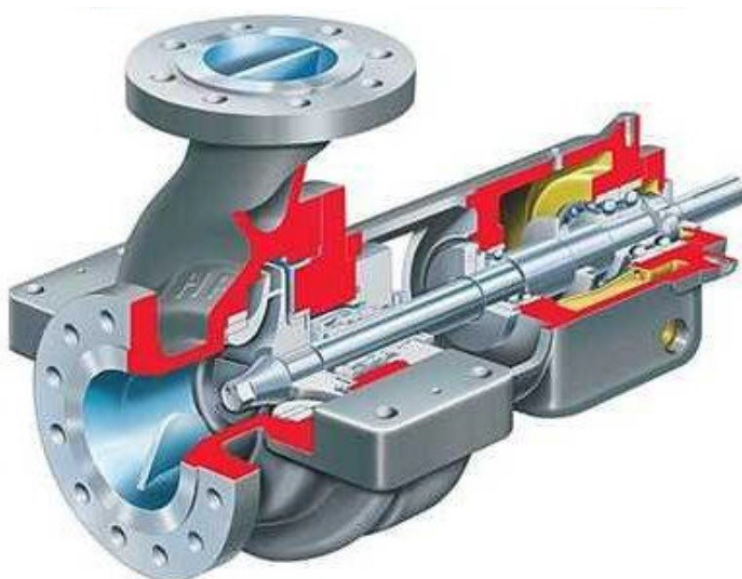
kde:

α [$^\circ$] – úhel mezi absolutní a unášivou rychlostí

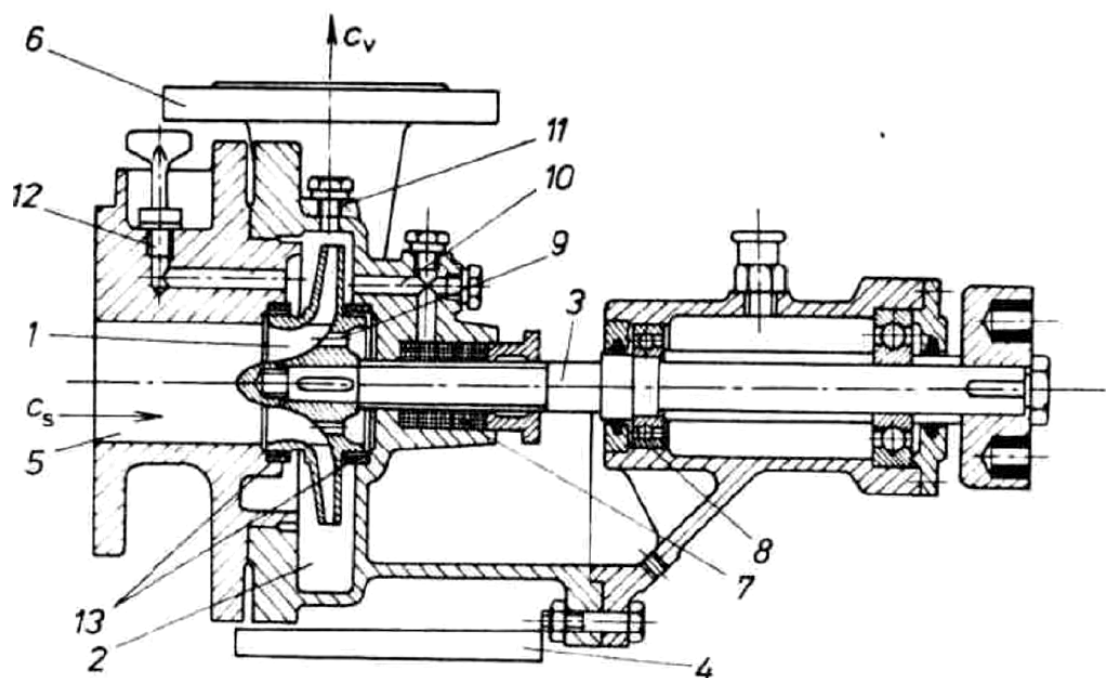
c_u [m.s^{-1}] – unášivá složka absolutní rychlosti

c_m [m.s^{-1}] – meridiánová složka absolutní rychlosti

Na obrázcích 5.7 a 5.8 lze vidět jednostupňové kozlíkové čerpadlo a řez jednostupňovým radiálním odstředivým čerpadlem. Hydrodynamická čerpadla zajišťují kontinuální dopravu kapaliny, na rozdíl od čerpadel hydrostatických. Hydrodynamická čerpadla jsou dominantní v oblasti velkých výkonů (energetika, vodní hospodářství, procesní technika atd.). Pracují s větším počtem otáček a to je důvod jejich menších rozměrů, hmotnosti a ceny. Zvládají i velké průtoky [8], [10].



Obr. 5.7 Jednostupňové kozlíkové čerpadlo [10]

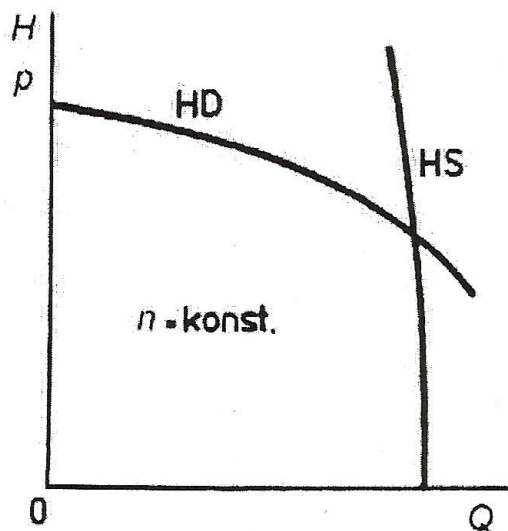


1 – oběžné kolo, 2 – spirální skříň, 3 – hřídel, 4 – stojan, 5 – sací hrdlo, 6 – výtlačné hrdlo, 7 – ucpávka, 8 – ložiska, 9 – vyrovnávací otvor, 10 – zavodnění ucpávky, 11 – odvzdušňovací otvor, 12 – zavodňovací ucpávky, 13 – těsnicí kroužky

Obr. 5.8 Řez jednostupňovým radiálním odstředivým čerpadlem [11]

5.2.1 Charakteristika hydrodynamického čerpadla

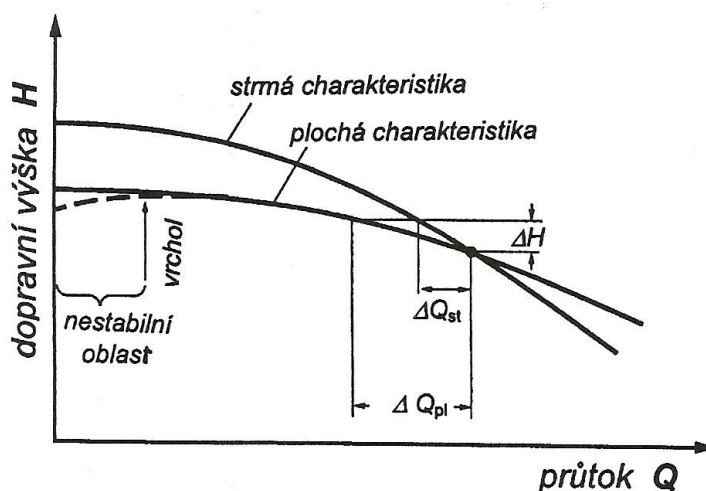
U hydrodynamických čerpadel jsou (na rozdíl od hydrostatických) obě formy energie: potenciální ($g \cdot H + p/\rho$) a rychlostní ($v^2/2$) skoro rovnocenné. Mají výraznou funkční vazbu mezi průtokem a tlakem kapaliny. Při zvyšování odporu v hydraulickém systému, což má za následek i růst tlaku p , dojde k zanikání průtoku – není třeba havarijního chránění pojistnými ventily. Z toho také vyplývá, že hydrodynamická čerpadla jsou schopna vyvinout jen omezený maximální tlak kapaliny. Pracovní proces stroje ovlivňuje vazba Q - Y tak, že charakteristika je tzv. měkká [2]. Na obrázku 5.9 je znázorněna typická charakteristika hydrodynamického čerpadla v porovnání s charakteristikou hydrostatického čerpadla.



Obr. 5.9 Charakteristika HD a HS čerpadla

Tvar charakteristiky je ovlivněn celkovým pojetím hydraulicky činného prostoru čerpadla, kterou tvoří vstupní hrdlo (vstupní spirála), oběžné kolo, rozváděč, spirála, výstupní hrdlo, nebo jenom některé z těchto komponent. Značný vliv na charakteristiku čerpadla při malých průtocích má úhel lopatky kola na vstupu. V případě malého počtu lopatek, mají odstředivá čerpadla charakteristiku plošší [8].

$Q - H$ charakteristika radiálních čerpadel má většinou stabilní průběh – tj. s rostoucím průtokem Q má klesající dopravní výšku H . Ovšem při malých měrných otáčkách se může stát, že v oblasti malých průtoků (při extrémně nízkém zatížení) dopravní výška H s klesajícím průtokem Q začne klesat – charakteristika se stává nestabilní. Takový průběh je vidět na obrázku 5.10 čárkovane. Tento jev by měl být z provozního rozsahu čerpadla vyloučen [3].

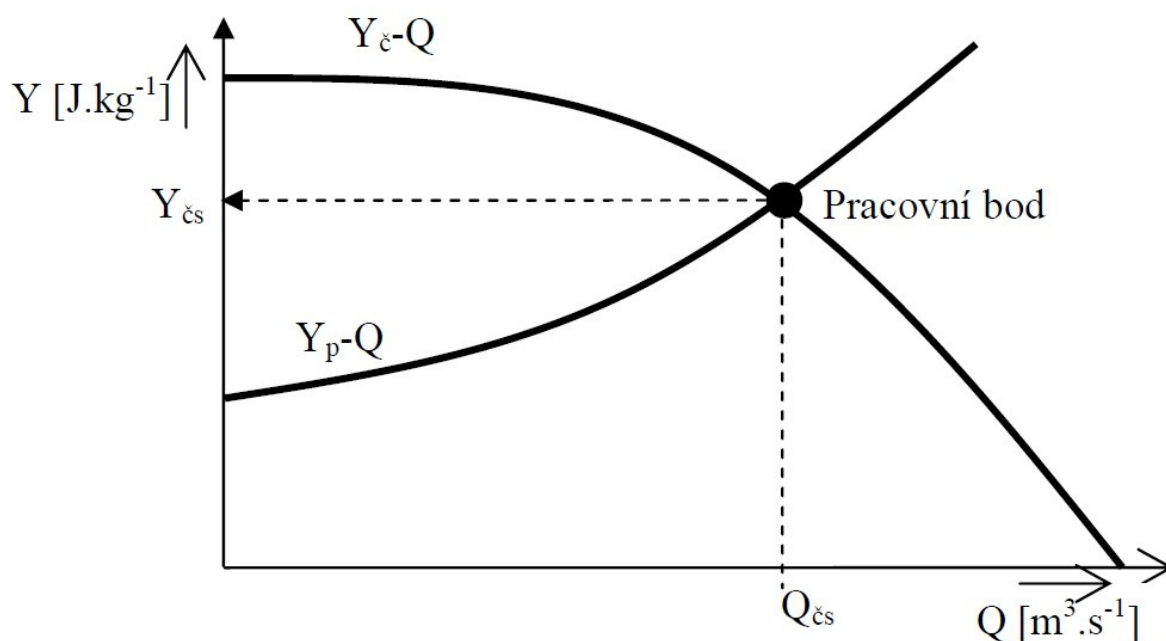


Obr. 5.10 Charakteristiky odstředivého čerpadla se strmým, plochým a nestabilním průběhem [8]

5.3 Charakteristika čerpacího systému – pracovní bod

Pokud má být čerpací systém funkční, musí se charakteristika čerpadla protínat s charakteristikou potrubí. Průsečík obou charakteristik se nazývá pracovní bod (někdy také nazýván provozní bod) čerpacího systému a může vypadat, jako na obrázku 5.11. V případě početního řešení je nutné znát jak charakteristiku potrubí $Y_p = f(Q)$, tak charakteristiku čerpadla $Y_\epsilon = f(Q)$. Skutečná charakteristika čerpadla se stanoví zpravidla měřením na zkušebně výrobního závodu.

Veškerá energie, kterou čerpadlo předá kapalině, je v pracovním bodě využita na dopravu kapaliny a pokrytí ztrát v potrubí, tímto je systém ve stabilním stavu. V pracovním bodě je měrná energie čerpadla a potrubí stejná $Y_\epsilon = Y_p$. Obě charakteristiky je tak možno porovnat a určit hodnotu průtoku čerpacího systému $Q_{\epsilon s}$ a dosazením do libovolné charakteristiky se získá měrná energie čerpacího systému $Y_{\epsilon s}$. Snahou provozovatele čerpadla je, aby provozní bod ležel v oblasti maximální celkové účinnosti. Vzájemný vztah charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubí také určuje stabilitu provozu čerpadla v čerpacím systému [4], [10].

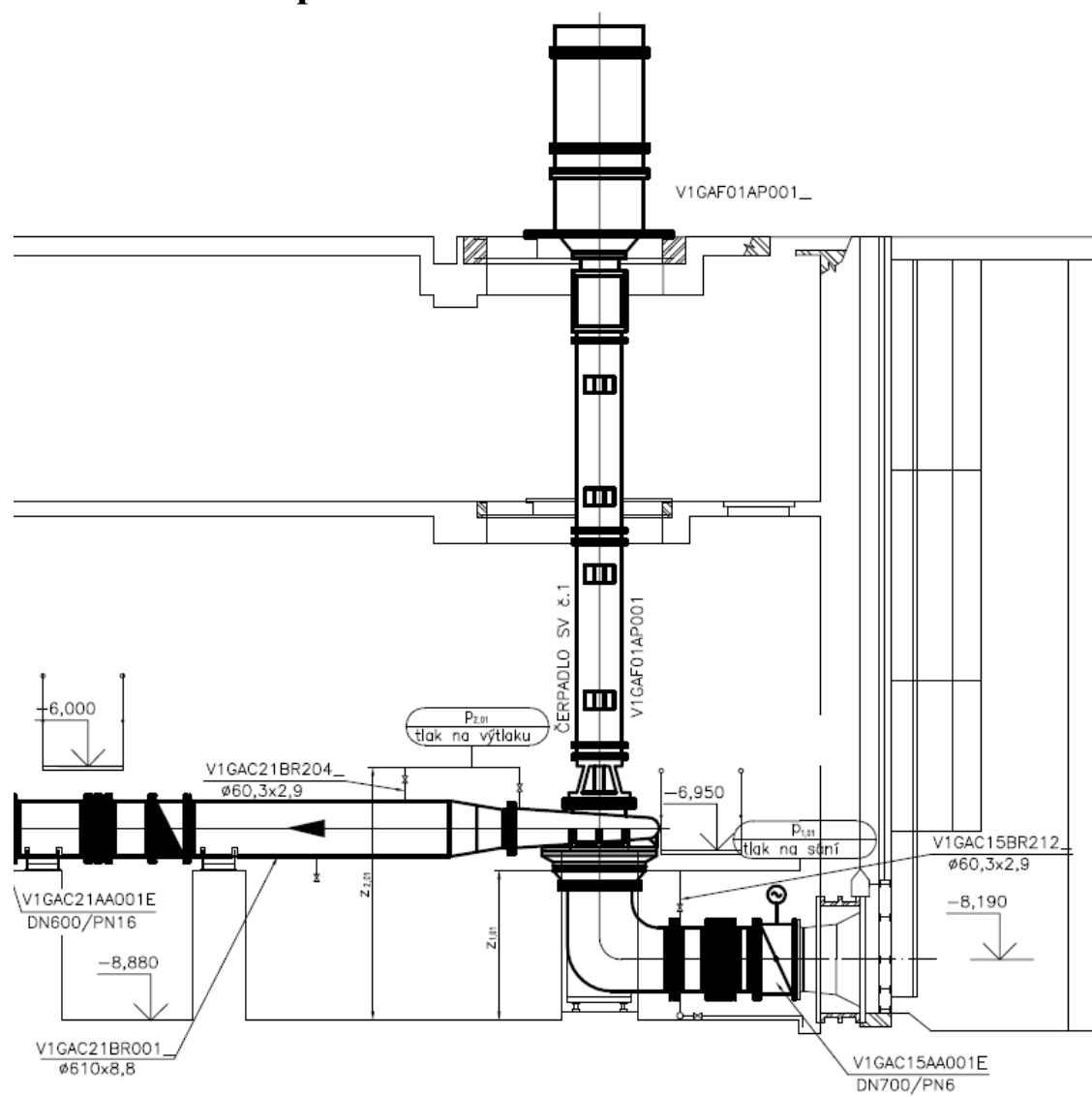


Obr. 5.11 Příklad provozního bodu čerpacího systému [4]

6 Měření čerpadla na díle

Ověřte na základě měření na díle garantovaný pracovní bod hydrodynamického čerpadla. Ověření proveďte dle normy ČSN EN ISO 9906 v třídě přesnosti 2. Stanovte celkovou účinnost hydrodynamického čerpadla (elektromotor + čerpadlo). Pro jednotlivé měřené veličiny stanovte nejistoty měření a dále stanovte celkovou nejistotu měření průtoku, tlaku a účinnosti. V závěru srovnajte garantovaný pracovní bod se skutečným pracovním bodem a rozhodněte, zda čerpadlo splňuje garantované parametry. Také specifikujte veškerá měřidla, která byla použita při měření včetně jejich parametrů.

6.1 Měřené čerpadlo



Obr. 6.1 Rozmístění měřících míst pro měření tlaku na sání a výtlačku čerpadla V1GAF01AP001

Na díle byla prováděna výkonová zkouška čerpadla:

Tab. 6.1 Seznam čerpadel

KKS	Typ čerpadla
V1GAF01AP001	SIGMA 400-HVBW-705-58/2-OU-000-FE

Tab. 6.2 Jmenovité a specifické údaje měřených čerpadel

Čerpadlo	Jmenovitý průtok Q_n	Jmenovitý průměr sání DN_1	Jmenovitý průměr výtlaku DN_2	Specifické otáčky n_{sp}	Specifická hustota ρ_{sp}
	[l.s ⁻¹]	[mm]	[mm]	[min ⁻¹]	[kg.m ⁻³]
V1GAF01AP001	440	600	400	993	1000

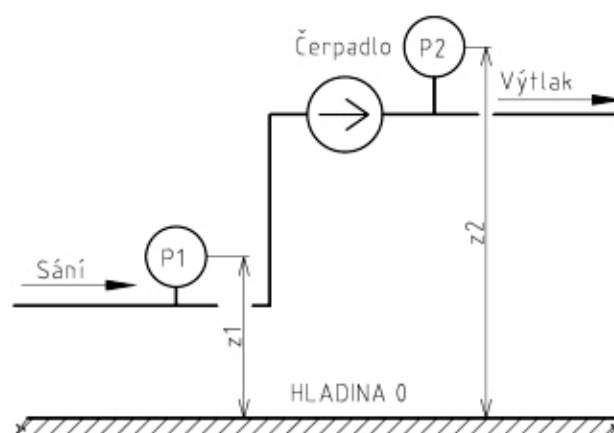
6.2 Měřicí technika

6.2.1 Měřicí systém

Záznam měřených dat, tzn. měření tlaku v sání, na výtlaku čerpadla a měření otáček byl proveden pomocí DATALOGERu typ ALMEMO 2590 S, výrobce AHLBORN, vyr. č. H1 1091 102. Veškeré údaje byly snímány a zaznamenány v intervalu 1 s. V průběhu měření byly k dispozici okamžité hodnoty. Z těchto údajů byly vypočteny 1 minutové průměrné hodnoty a ty byly následně vyhodnoceny.

6.2.2 Použitá měřicí technika

V Tab. 6.3 je uveden seznam měřicích přístrojů a snímačů použitých při garančních zkouškách. Na obrázcích 6.3 až 6.8 lze vidět použité přístroje a snímače. Uvedené nejistoty odpovídají údajům z kalibračních listů jednotlivých přístrojů a senzorů. Na obrázku 6.2 je schéma měření pomocí laserového dálkoměru.



Obr. 6.2 Schéma měření z_1 , z_2 pomocí laserového Dálkoměru

Tab. 6.3 Seznam měřících přístrojů a senzorů

Název	Výrobce/typ	Rozsah Nejistota	Výrobní číslo
Dataloger	Ahlborn ALMEMO 2590 S		H11091102
Snímač tlaku	Ahlborn FDAD3302A	0-3 bar (abs) nejistota: 0,56 až 0,59%	233305.3075
Snímač tlaku	Ahlborn FDAD3304R	0-30 bar (rel) nejistota: 0,32 až 0,38%	233305.3064
Snímač otáček	Ahlborn FUA919-2	8 až 30.000 1/min nejistota: 0,14 až 0,19%	84945
Laserový dálkoměr	Leica DISTO A2	0,05 až 60 m nejistota: <0,01 %	4063730496
Hustoměr	Exatherm, s.r.o. Hustoměr pro všeobecné účely s teploměrem (organická náplň)	950 až 1000 kg/m ³ nejistota: 0,39%	11/12
Teploměr	Greisinger GMH3250	-200 až 1150 °C nejistota: 0,03%	200004454



Obr. 6.3 Snímač tlaku na sání



Obr. 6.4 Snímač tlaku na výtlaku



Obr. 6.5 Dataloger



Obr. 6.6 Otáčkoměr



Obr. 6.7 Hustoměr



Obr. 6.8 Teploměr



Obr. 6.9 Dálkoměr

6.3 Teoretické podklady měření – hydraulické parametry

Pro výpočet hydraulických parametrů použijeme následující rovnice [12]:

6.3.1 Celková sací výška čerpadla

$$H_1 = z_1 + \frac{p_1}{\rho \cdot g} + \frac{U_1^2}{2 \cdot g} \quad (6.1)$$

kde:

H_1 [m] – celková sací výška čerpadla

z_1 [m] – výška převodníku tlaku nad základní rovinou

p_1 [MPa] – manometrický tlak v měřicím místě

ρ [kg.m⁻³] – hustota kapaliny

g [m.s⁻²] – gravitační zrychlení

U_1 [m.s⁻¹] – střední rychlost v sání

$$U_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot DN_1^2} \quad (6.2)$$

kde:

Q [l.s⁻¹] – průtok

DN_1 [m] – jmenovitý průměr sání

6.3.2 Celková dopravní výška čerpadla

$$H = H_2 - H_1 = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{DN_2^4} - \frac{1}{DN_1^4} \right) \quad (6.3)$$

kde:

DN_2 [m] – jmenovitý průměr výtlačku

6.3.3 Přepočet na specifické otáčky a specifikovanou hustotou

Všechny naměřené údaje získané při zkušebních otáčkách n musí být převedena na základnu specifických otáček n_{sp} , index „ T “ označuje parametry převedené na specifické otáčky:

- průtok

$$Q_T = Q \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n} \right) \quad (6.4)$$

kde:

Q_T [l.s⁻¹] – průtok při specifických otáčkách

Q [l.s⁻¹] – průtok naměřený průtokoměrem

- celková dopravní výška čerpadla

$$H_T = H \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^2 \quad (6.5)$$

kde:

H_T [m] – celková dopravní výška čerpadla při specifických otáčkách

- příkon motoru čerpadla

$$P_{m,T} = P_m \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^3 \cdot \frac{\rho_{sp}}{\rho} \quad (6.6)$$

kde:

$P_{m,T}$ [kW] – příkon motoru čerpadla při specifických otáčkách

P_m [kW] – naměřený příkon

ρ [kg.m⁻³] – hustota vody

6.3.4 Měrná energie na výtlaku čerpadla

$$Y_T = H_T \cdot g \quad (6.7)$$

kde:

Y_T [J.kg⁻¹] – měrná energie na výtlaku čerpadla při specifických otáčkách

6.4 Teoretické podklady měření – nejistoty měření:

Celková nejistota měření byla stanovena z náhodné nejistoty měření a ze systematické nejistoty měření. Pro výpočet nejistot měření použijeme rovnice [12]:

6.4.1 Náhodná nejistota měření

V souladu s ČSN EN ISO 9906 je náhodná nejistota měření rovna dvojnásobku směrodatné/standardní odchylky této proměnné:

$$s = \sqrt{\frac{\sum (x - \bar{x})^2}{N}} \quad (6.8)$$

kde:

s – náhodná nejistota měření

x – naměřená hodnota

\bar{x} – průměr vypočítaný z naměřených hodnot

N – počet měření

Náhodná nejistota měření byla určena pro každou měřenou veličinu:

s_{z1}, s_{z2} – náhodná nejistota měření výšky

s_{p1}, s_{p2} – náhodná nejistota měření tlaku

s_Q – náhodná nejistota měření průtoku

s_n – náhodná nejistota měření otáček čerpadla

s_P – náhodná nejistota měření příkonu

s_ρ – náhodná nejistota měření hustoty

6.4.2 Systematická nejistota měření

Systematická nejistota daná nepřesností přístroje, nebo použité metody měření. Pro měření byly použity přístroje a metody, o nichž je na základě kalibrace nebo odkazů na jiné normy známo, že zabezpečí měření se systematickou nejistotou, která nepřesáhne maximálně povolené hodnoty uvedené v tabulce 6.4.

Tab. 6.4 Dovolené hodnoty systematických nejistot měření [12]

Veličina	Označení	Hodnota [%]
Průtok	$x_Q =$	$\pm 2,5$
Otáčky	$x_n =$	$\pm 1,4$
Celková dopravní výška	$x_H =$	$\pm 2,5$
Příkon pohonu	$x_P =$	$\pm 2,0$

6.4.3 Celková nejistota měření

Celková nejistota měření se vypočte jako druhá odmocnina ze součtů čtverců systematických a náhodných nejistot. Maximální přípustné hodnoty celkových nejistot měření jsou uvedeny v tabulce 6.5.

Celková nejistota měření průtoku:

$$e_Q = \sqrt{s_Q^2 + s_n^2 + x_Q^2 + x_n^2} \quad (6.9)$$

Celková nejistota měření otáček:

$$e_n = \sqrt{s_n^2 + x_n^2} \quad (6.10)$$

Celková nejistota měření dopravní výšky:

$$e_Q = \sqrt{s_{z1}^2 + s_{z2}^2 + s_{p1}^2 + s_{p2}^2 + s_Q^2 + s_n^2 + x_{z1}^2 + x_{z2}^2 + x_{p1}^2 + x_{p2}^2 + x_Q^2 + x_n^2 + x_\rho^2} \quad (6.11)$$

Celková nejistota měření příkonu:

$$e_P = \sqrt{s_P^2 + s_n^2 + x_P^2 + x_n^2 + x_\rho^2} \quad (6.12)$$

kde:

e_Q [%] – celková nejistota měření průtoku

e_n [%] – celková nejistota měření otáček

e_H [%] – celková nejistota měření dopravní výšky

e_P [%] – celková nejistota měření příkonu

Tab. 6.5 Dovolené hodnoty celkových nejistot měření [12]

Veličina	Označení	Hodnota [%]
Průtok	$e_Q =$	$\pm 3,5$
Otáčky	$e_n =$	$\pm 2,0$
Celková dopravní výška	$e_H =$	$\pm 3,5$
Příkon pohonu	$e_P =$	$\pm 3,5$

6.5 Vyhodnocení měření

Čerpadlo se měřilo ve třech pracovních bodech (minimální, garantovaný a maximální). Maximální průtok odpovídá normálnímu provoznímu stavu čerpadla a minimální je o cca 10% nižší než garantovaný. Regulace průtoku čerpané vody byla prováděna pomocí klapky ve výtlačném potrubí. Voda byla čerpána pouze jedním potrubním přivaděčem, ve kterém se

nachází škrticí klapka. Regulační klapka byla ovládána ručně a bylo poměrně složité nastavit přesnou hodnotu garantovaného průtoku a docílit tak garantovaného pracovního bodu.

Měření tlaku na sání čerpadla bylo realizováno pomocí snímače absolutního tlaku, který byl převeden na relativní tlak odečtením naměřeného barometrického tlaku v daném místě. Měření tlaku na výtlaku bylo měřeno snímačem relativního tlaku. Měření teploty vody bylo prováděno vždy na začátku a na konci zkoušky a měření hustoty čerpané vody také.

Byly zpracovány záznamy o zkouškách v rozsahu ČSN EN ISO 9906, přílohou jsou tabulkové a grafické záznamy o zkouškách, z nichž je zřejmé, zda hodnocená veličina je splněna. Na určený zaručovaný pracovní bod jsou v souladu s ČSN EN ISO 9906. Toleranční součinitele, které byly aplikovány, jsou uvedené v následující v tabulce 6.6 a hodnoty garantovaného pracovního bodu v tabulce 6.7.

Tab. 6.6 Hodnoty tolerančních součinitelů [12]

Popis	Označení	Hodnota [%]
Průtok	$\tau_Q =$	± 8
Celková dopravní výška	$\tau_H =$	± 5
Příkon pohonu	$\tau_P =$	± 8

Tab. 6.7 Garantovaný pracovní bod – specifikovaný (garantovaný) výrobcem

Pracovní bod garantovaný	$Q_G =$	440	l.s^{-1}
	$Y_G =$	1150	J.kg^{-1}
	$P_G =$	730	kW
Toleranční pásmo	$Q_{\min} =$	404,8	l.s^{-1}
	$Q_{\max} =$	475,2	l.s^{-1}
	$Y_{\min} =$	1092,5	m
	$Y_{\max} =$	1207,5	m
	$P_{\min} =$	671,6	kW
	$P_{\max} =$	788,4	kW

6.6 Výsledky měření

Tab. 6.8 Tabulka vstupních parametrů

Čerpadlo: SIGMA 400-HVBW-705-58/2-OU-00-FE		KKS: V1GAF01AP001	
Konstanty			
Tíhové zrychlení	$g =$	9,81373	m.s^{-2}
Barometrický tlak	$p_0 =$	100859	Pa
Jmenovité parametry čerpadla			
Jmenovitý průměr sacího potrubí	$DN_1 =$	600	mm
Jmenovitý průměr výtlačného potrubí	$DN_2 =$	400	mm
Specifické otáčky	$n_{sp} =$	993	ot.min^{-1}
Specifická hustota	$\rho_{sp} =$	1000	kg.m^{-3}
Pozice snímačů tlaku			
Výška nad základní rovinou pro snímač tlaku na sání	$z_1 =$	1,48	m
Výška nad základní rovinou pro snímač tlaku na výtlačku	$z_2 =$	1,67	m
Parametry čerpané vody			
Teplota čerpané vody	$t =$	7,6	$^{\circ}\text{C}$
Hustota čerpané vody	$\rho =$	1001,5	kg.m^{-3}

6.6.1 Pracovní bod naměřený garantovaný

Tab. 6.9 Tabulka naměřených a vypočítaných parametrů

Měřené parametry						Vypočítané parametry						
Čas	Tlak na sání	Tlak na výtlaku	Průtok	Otáčky	Příkon (ele.)	Dopravní výška	Dopravní výška	Průtok	Měrná energie	Příkon (ele.)	Výkon	Účinnost
t	p ₁	p ₂	Q	n	P	H	H _T	Q _T	Y _T	P _{m,T}	P _{h,T}	η _{m,h}
[hh:mm]	[Pa]	[Pa]	[l.s ⁻¹]	[ot.min ⁻¹]	[kW]	[m]	[m]	[l.s ⁻¹]	[J.kg ⁻¹]	[kW]	[kW]	[%]
9:47	63035	1263683	429	996	718	122,39	121,65	428	1193,85	710	511	72
9:48	63863	1262273	432	996	710	122,16	121,43	431	1191,63	703	514	73
9:49	63015	1263348	431	996	711	122,36	121,62	430	1193,54	704	514	73
9:50	62316	1262123	430	996	711	122,30	121,57	429	1193,02	704	512	73
9:51	62364	1262782	430	996	710	122,36	121,63	429	1193,62	703	512	73
9:52	64442	1261642	433	996	710	122,04	121,30	432	1190,44	703	515	73
9:53	61602	1260480	432	996	711	122,21	121,47	431	1192,10	704	514	73
9:54	62158	1261807	433	996	712	122,29	121,55	432	1192,87	705	516	73
9:55	62363	1260307	434	996	712	122,11	121,38	433	1191,18	705	516	73
9:56	60748	1261655	433	996	713	122,41	121,68	432	1194,11	706	516	73
9:57	63746	1261580	433	996	712	122,10	121,37	432	1191,06	705	515	73
9:58	63815	1261462	433	996	712	122,08	121,35	432	1190,88	705	515	73
9:59	60970	1260882	434	996	712	122,31	121,58	433	1193,13	705	517	73
10:00	62464	1258942	434	995	712	121,96	121,47	433	1192,11	707	517	73
10:01	60899	1256477	434	995	711	121,87	121,38	433	1191,22	706	517	73
10:02	64889	1256890	434	995	710	121,51	121,02	433	1187,66	705	515	73
10:03	62445	1256758	434	995	710	121,74	121,25	433	1189,96	705	516	73
10:04	62061	1257972	435	995	710	121,91	121,42	434	1191,55	705	518	74

Tab. 6.9 Pokračování

Měřené parametry						Vypočítané parametry						
Čas	Tlak na sání	Tlak na výtlaku	Průtok	Otáčky	Příkon (ele.)	Dopravní výška	Dopravní výška	Průtok	Měrná energie	Příkon (ele.)	Výkon	Účinnost
t	p ₁	p ₂	Q	n	P	H	H _T	Q _T	Y _T	P _{m,T}	P _{h,T}	η _{m,h}
[hh:mm]	[Pa]	[Pa]	[l.s ⁻¹]	[ot.min ⁻¹]	[kW]	[m]	[m]	[l.s ⁻¹]	[J.kg ⁻¹]	[kW]	[kW]	[%]
10:05	62658	1257703	435	995	711	121,82	121,33	434	1190,69	706	518	73
10:06	63966	1257755	434	995	712	121,69	121,20	433	1189,44	707	516	73
10:07	62818	1257772	433	995	711	121,81	121,32	432	1190,60	706	515	73
10:08	64124	1258080	433	995	710	121,71	121,22	432	1189,60	705	515	73
10:09	60007	1257797	433	995	710	122,10	121,61	432	1193,42	705	516	73
10:10	62149	1259028	433	995	710	122,00	121,51	432	1192,51	705	516	73
10:11	62444	1258177	434	995	710	121,89	121,40	433	1191,37	705	517	73
10:12	62738	1257397	435	995	711	121,78	121,29	434	1190,31	706	518	73
10:13	62196	1255258	435	995	712	121,62	121,13	434	1188,72	707	517	73
10:14	63703	1254353	431	995	712	121,37	120,88	430	1186,31	707	511	72
\bar{x}	62643	1259442,3	433	995	711	122,00	121,39	432	1191,32	705	515	73
s	1143,53	2499,85	1,56	0,50	1,58	0,28	0,19	1,68	1,86	1,57	1,83	0,31

Nástin výpočtů:

$$H = H_2 - H_1 = z_2 - z_1 + \frac{p_2 - p_1}{\rho \cdot g} + \frac{8 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot g} \cdot \left(\frac{1}{DN_2^4} - \frac{1}{DN_1^4} \right) = 1,67 - 1,48 + \frac{1257703 - 62658}{1001,5 \cdot 9,81373} + \frac{8 \cdot \left(\frac{435}{3600} \right)^2}{\pi^2 \cdot 9,81373} \cdot \left(\frac{1}{\left(\frac{400}{1000} \right)^4} - \frac{1}{\left(\frac{600}{1000} \right)^4} \right) =$$

$$= 121,82 \text{ m}$$

$$H_T = H \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n} \right)^2 = 121,82 \cdot \left(\frac{993}{995} \right)^2 = 121,33 \text{ m}$$

Pokračování:

$$Q_T = Q \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n}\right) = 435 \cdot \left(\frac{993}{995}\right) = 434 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Y_T = H_T \cdot g = 121,33 \cdot 9,81373 = 1190,69 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$P_{m,T} = P_m \cdot \left(\frac{n_{sp}}{n}\right)^3 \cdot \frac{\rho_{sp}}{\rho} = 711 \cdot \left(\frac{993}{995}\right)^3 \cdot \frac{1000}{1001,5} = 706 \text{ kW}$$

$$P_{h,T} = \rho \cdot Q_T \cdot Y_T = 1001,5 \cdot \frac{434 \cdot 3,6}{3600} \cdot \frac{1190,69}{1000} = 518 \text{ kW}$$

$$\eta_{mh} = \frac{P_{h,T}}{P_{m,T}} = \frac{518}{706} \cdot 100 = 73 \%$$

Tab. 6.10 Náhodné nejistoty měření

Tlak na sání čerpadla	$s_{p1} =$	1143,53	Pa	1,83	%
Tlak na výtlačku čerpadla	$s_{p2} =$	2499,85	Pa	0,20	%
Průtok	$s_Q =$	1,56	$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$	0,36	%
Otáčky	$s_n =$	0,50	$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$	0,05	%
Příkon	$s_P =$	1,58	kW	0,22	%
Výška na sání (zad)	$s_{z1} =$	1,48	kW	0,55	%
Výška na výtlačku (zad)	$s_{z2} =$	1,67	kW	0,13	%

Tab. 6.11 Systematické nejistoty měření – přesnost měřidel

Tlak na sání čerpadla	$x_{p1} =$	0,59	%
Tlak na výtlačku čerpadla	$x_{p2} =$	0,38	%
Hustota	$x_p =$	0,39	%
Průtok	$x_Q =$	1,00	%
Otáčky	$x_n =$	0,19	%
Příkon	$x_P =$	1,00	%
Výška na sání (zad)	$x_{z1} =$	< 0,01	%
Výška na výtlačku (zad)	$x_{z2} =$	< 0,01	%

Tab. 6.12 Celkové nejistoty měření

Průtok	$e_Q =$	1,08	%
Dopravní výška	$e_H =$	2,35	%
Příkon	$e_P =$	1,11	%
Otáčky	$e_n =$	0,19	%
Účinnost	$\eta_{mh} =$	2,49	%

Nástin výpočtů:

$$e_Q = \sqrt{s_Q^2 + s_n^2 + x_Q^2 + x_n^2} = \sqrt{0,36^2 + 0,05^2 + 1^2 + 0,19^2} = 1,08 \%$$

$$\begin{aligned} e_Q &= \sqrt{s_{z1}^2 + s_{z2}^2 + s_{p1}^2 + s_{p2}^2 + s_Q^2 + s_n^2 + x_{z1}^2 + x_{z2}^2 + x_{p1}^2 + x_{p2}^2 + x_Q^2 + x_n^2 + x_p^2} = \\ &= \sqrt{0,55^2 + 0,13^2 + 1,83^2 + 0,20^2 + 0,36^2 + 0,05^2 + 0,59^2 + 0,38^2 + 1^2 + 0,19^2 + 0,39^2} \\ &= 2,35 \% \end{aligned}$$

Tab. 6.13 Pracovní bod naměřený garantovaný

Pracovní bod naměřený garantovaný	Q_T=	432	±	4,67	l.s⁻¹
	Y_T=	1191,32	±	27,95	J.kg⁻¹
	P_T=	705	±	56,40	kW

6.6.2 Pracovní bod naměřený minimální

Tab. 6.14 Tabulka naměřených a vypočítaných parametrů

Měřené parametry						Vypočítané parametry					
Čas	Tlak na sání	Tlak na výtlaku	Průtok	Otáčky	Příkon (ele.)	Dopravní výška	Dopravní výška	Průtok	Měrná energie	Příkon (ele.)	Výkon
t	p ₁	p ₂	Q	n	P	H	H _T	Q _T	Y _T	P _{m,T}	P _{h,T}
[hh:mm]	[Pa]	[Pa]	[l.s ⁻¹]	[ot.min ⁻¹]	[kW]	[m]	[m]	[l.s ⁻¹]	[J.kg ⁻¹]	[kW]	[kW]
10:29	62506	1274925	403	995	692	123,58	123,08	402	1207,92	687	487
10:30	60761	1274260	401	995	690	123,69	123,19	400	1208,99	685	485
10:31	61832	1275318	401	995	688	123,69	123,19	400	1208,97	683	485
10:32	64074	1274382	402	995	688	123,37	122,87	401	1205,81	683	484
10:33	62491	1274695	402	995	688	123,56	123,06	401	1207,70	683	485
10:34	65489	1274717	401	995	689	123,26	122,76	400	1204,74	684	483
10:35	64120	1275353	402	995	688	123,46	122,96	401	1206,73	683	485
\bar{x}	63039	1274807	402	995	689	123,51	123,02	401	1207,27	684	485
s	1486,74	391,63	0,70	0,00	1,41	0,15	0,15	0,70	1,48	1,40	1,01

Tab. 6.15 Náhodné nejistoty měření

Tlak na sání čerpadla	$s_{p1} =$	1486,74	Pa	2,36	%
Tlak na výtlaku čerpadla	$s_{p2} =$	391,63	Pa	0,03	%
Průtok	$s_Q =$	0,70	l.s^{-1}	0,17	%
Otáčky	$s_n =$	0,00	ot.min^{-1}	0,00	%
Příkon	$s_P =$	1,41	kW	0,21	%
Výška na sání (zad.)	$s_{z1} =$	1,48	kW	0,55	%
Výška na výtlaku (zad.)	$s_{z2} =$	1,67	kW	0,13	%

Tab. 6.16 Systematické nejistoty měření – přesnost měřidel

Tlak na sání čerpadla	$x_{p1} =$	0,59	%
Tlak na výtlaku čerpadla	$x_{p2} =$	0,38	%
Hustota	$x_p =$	0,39	%
Průtok	$x_Q =$	1,00	%
Otáčky	$x_n =$	0,19	%
Příkon	$x_P =$	1,00	%
Výška na sání (zad)	$x_{z1} =$	< 0,01	%
Výška na výtlaku (zad)	$x_{z2} =$	< 0,01	%

Tab. 6.17 Celkové nejistoty měření

Průtok	$e_Q =$	1,03	%
Dopravní výška	$e_H =$	2,76	%
Příkon	$e_P =$	1,11	%
Otáčky	$e_n =$	0,19	%

Tab. 6.18 Pracovní bod naměřený minimální

Pracovní bod naměřený minimální	$Q_T =$	401	\pm	4,14	l.s^{-1}
	$Y_T =$	1207,27	\pm	33,27	J.kg^{-1}
	$P_T =$	684	\pm	7,59	kW

6.6.3 Pracovní bod naměřený maximální

Tab. 6.19 Tabulka naměřených a vypočítaných parametrů

Měřené parametry						Vypočítané parametry					
Čas	Tlak na sání	Tlak na výtlaku	Průtok	Otáčky	Příkon (ele.)	Dopravní výška	Dopravní výška	Průtok	Měrná energie	Příkon (ele.)	Výkon
t	p ₁	p ₂	Q	n	P	H	H _T	Q _T	Y _T	P _{m,T}	P _{h,T}
[hh:mm]	[Pa]	[Pa]	[l.s ⁻¹]	[ot.min ⁻¹]	[kW]	[m]	[m]	[l.s ⁻¹]	[J.kg ⁻¹]	[kW]	[kW]
10:38	61683	1156865	558	994	787	111,68	111,46	557	1093,81	783	611
10:39	62218	1157440	558	994	787	111,69	111,46	557	1093,85	783	611
10:40	62190	1157313	559	995	787	111,68	111,23	558	1091,56	781	610
10:41	62500	1157402	559	995	787	111,65	111,21	558	1091,34	781	610
10:42	62702	1157480	557	994	788	111,64	111,42	556	1093,41	784	609
10:43	62319	1157815	556	995	788	111,71	111,26	555	1091,92	782	607
10:44	62113	1157738	558	994	788	111,73	111,50	557	1094,25	784	611
10:45	62423	1157775	557	994	787	111,70	111,47	556	1093,98	783	610
\bar{x}	62269	1157479	558	994	787	111,68	111,38	557	1093,02	783	610
s	283,65	291,46	0,97	0,48	0,48	0,03	0,11	0,95	1,12	1,27	1,22

Tab. 6.20 Náhodné nejistoty měření

Tlak na sání čerpadla	$s_{p1} =$	283,65	Pa	0,46	%
Tlak na výtlaku čerpadla	$s_{p2} =$	291,46	Pa	0,03	%
Průtok	$s_Q =$	0,97	l.s^{-1}	0,17	%
Otáčky	$s_n =$	0,48	ot.min^{-1}	0,05	%
Příkon	$s_P =$	0,48	kW	0,06	%
Výška na sání (zad.)	$s_{z1} =$	1,48	kW	0,55	%
Výška na výtlaku (zad.)	$s_{z2} =$	1,67	kW	0,13	%

Tab. 6.21 Systematické nejistoty měření – přesnost měřidel

Tlak na sání čerpadla	$x_{p1} =$	0,59	%
Tlak na výtlaku čerpadla	$x_{p2} =$	0,38	%
Hustota	$x_p =$	0,39	%
Průtok	$x_Q =$	1,00	%
Otáčky	$x_n =$	0,19	%
Příkon	$x_P =$	1,00	%
Výška na sání (zad)	$x_{z1} =$	< 0,01	%
Výška na výtlaku (zad)	$x_{z2} =$	< 0,01	%

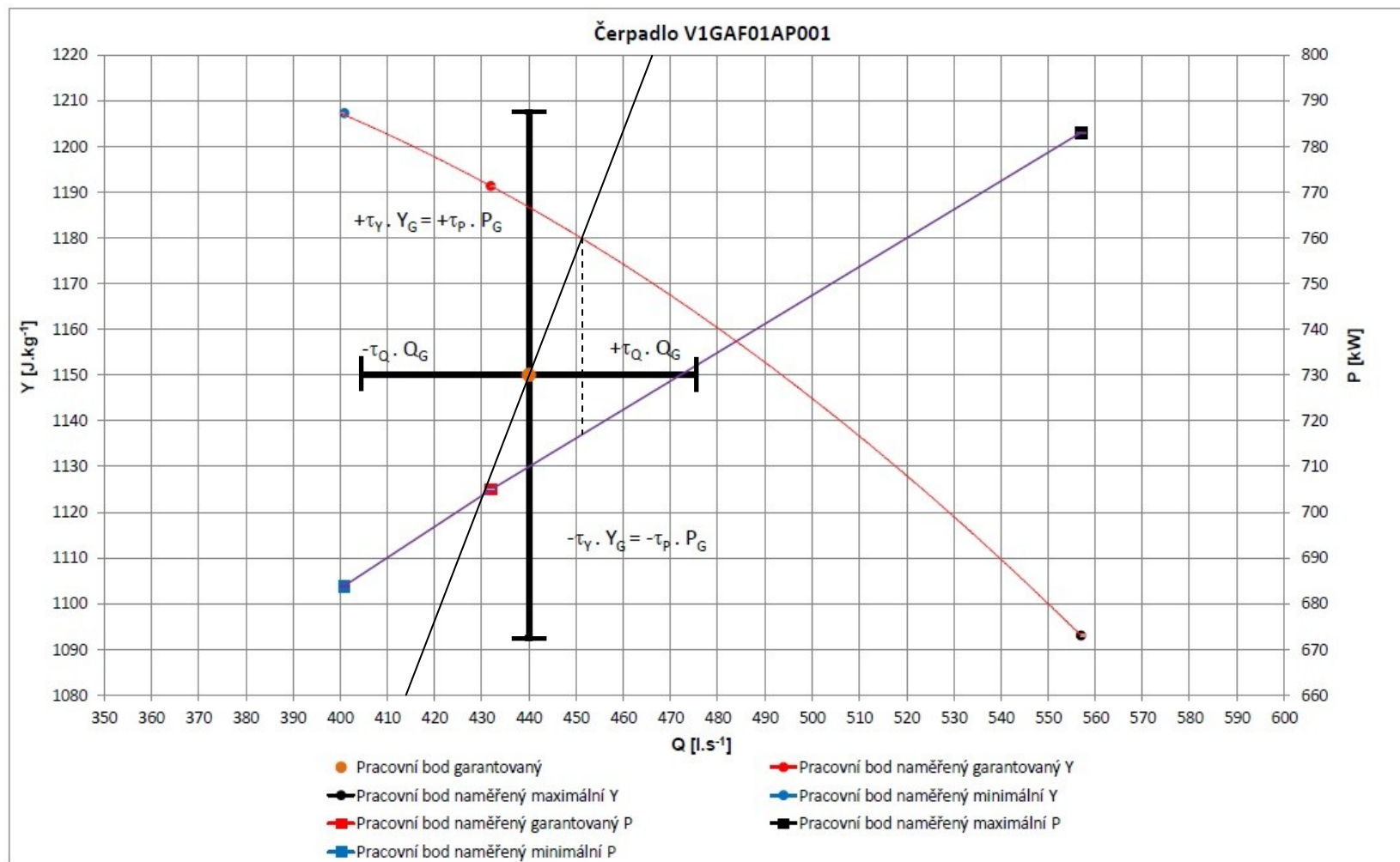
Tab. 6.22 Celkové nejistoty měření

Průtok	$e_Q =$	1,03	%
Dopravní výška	$e_H =$	1,50	%
Příkon	$e_P =$	1,09	%
Otáčky	$e_n =$	0,20	%

Tab. 6.23 Pracovní bod naměřený maximální

Pracovní bod naměřený maximální	$Q_T =$	557	\pm	5,76	l.s^{-1}
	$Y_T =$	1093,02	\pm	16,36	J.kg^{-1}
	$P_T =$	783	\pm	8,56	kW

6.7 Zhodnocení



Graf 1 Průtok měrné energie a příkonu v závislosti na průtoku vody

7 Závěr

Cílem bakalářské práce bylo ověření pracovního bodu hydrodynamického čerpadla. Konkrétně se jednalo o čerpadlo studené vody SIGMA 400-HVBW-705-58/2-OU-000-FE. Ověření probíhalo dle příslušné platné normy ČSN EN ISO 9906.

První část bakalářské práce je teoretická. Shrnuje základní poznatky o obecném čerpacím systému a dopravě kapalin jako celku. Zde byly rozebrány hlavní parametry čerpání a energetické poměry v čerpacím systému. Pozornost byla věnována také hydraulickým ztrátám. Dále jsou nastíněny typické charakteristiky potrubí, čerpadel a provozní bod čerpacího systému.

Druhá část se již týká měření čerpadla na díle. Jsou popsány jmenovité parametry čerpadla s obrázky a specifikací použitých měřidel a senzorů. Měřená data (tzn. měření tlaku na sání a výtlaku, měření otáček) byla zaznamenána DATALOGEREM a snímány v intervalu 1 s. Byly uvedeny teoretické podklady k měření, které se týkaly hydraulických parametrů a nejistot měření. Veškeré údaje jsou zpracovány v rozsahu ČSN EN ISO 9906. Pomocí nejistot, které odpovídají údajům z kalibračních listů, byly stanoveny celkové nejistoty měření. Výsledky celkových nejistot měření vyšly uspokojivě a nepřesáhly jejich dovolené hodnoty, což bylo podstatné pro pokračování zkoušky. Čerpadlo bylo měřeno ve třech pracovních bodech (garantovaný, minimální a maximální). Hlavní je měření garantovaného pracovního bodu. Body minimální a maximální byly v systému vyvolány uměle pro potřeby výsledného grafu. U každého bodu jsou tabulky s potřebnými naměřenými a vypočtenými parametry a hodnotami konkrétního naměřeného pracovního bodu. Garantovaný pracovní bod má parametry $Y_G = 1150 \text{ J.kg}^{-1}$ při průtoku $Q_G = 440 \text{ l.s}^{-1}$. Naměřené parametry v třídě přesnosti 2 jsou následující: naměřený pracovní bod $Y_G = 1191,32 \pm 27,95 \text{ J.kg}^{-1}$ při průtoku $Q_G = 432 \text{ l.s}^{-1} \pm 4,67 \text{ l.s}^{-1}$, účinnost $\eta_c = 73 \pm 2,49 \%$. Výsledek měření dle ČSN EN ISO 9906 je čerpadlo V1GAF01AP001 **PŘÍPUSTNÉ**, protože naměřený pracovní bod je v tolerančním pásmu měrné energie a příkonu čerpadla a křivky průběhů závislostí měrné energie a příkonu na průtoku protínají toleranční pásmo.

8 Seznam použité literatury

- [1] BRADA, Karel. *Čerpací technika*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1987, 157 s.
- [2] MELICHAR, Jan a Jaroslav BLÁHA. *Problematika soudobé čerpací techniky: vybrané partie*. 1. vyd. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2007, 265 s. ISBN 978-8001-03719-5.
- [3] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Příručka čerpací techniky*. 2. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997, 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- [4] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí: návody do cvičení*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2010, 1 CD-ROM. ISBN 978-80-248-2205-1.
- [5] BRADA, Karel. *Hydrodynamická čerpadla*. 2. přeprac. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1992, 202 s.
- [6] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Potrubí a čerpadla: PGS Hydrogeologie*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1984, 101 s.
- [7] ŠOB, František. *Hydromechanika*. 2. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [8] BRADA, Karel a Petr HLAVÍNEK. *Čerpadla ve vodním hospodářství*. 1. vyd. Brno: NOEL 2000, 2004, 195 s. ISBN 80-86020-43-6.
- [9] PRAŽÁK, František. 20. *Objemová čerpadla a kompresory* [online] 2013 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z WWW: <http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/20.%20OBJEMOV%C3%81%20%C4%8CERPADLA%20A%20KOMPRESORY.pdf>

- [10] JANALÍK, Jaroslav. *Hydrodynamika a hydrodynamické stroje* [online]. 2008 [cit. 2016-04-05]. Dostupné z WWW: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik-HYDRODYNAMIKA%20AHYDRODYNAMICKESTROJE.pdf>>
- [11] Doleček, Josef., Holoubek, Zdeněk. *Strojnictví II pro SOU*. 3. vyd. Praha: SNTL – NAKLADATELSTVÍ TECHNICKÉ LITERATURY, 1989. 165 s. ISBN 80-03-00036-X
- [12] ČSN EN ISO 9906. *Hydrodynamická čerpadla – Přejímací zkoušky hydraulických výkonových parametrů – Stupně přesnosti 1, 2 a 3*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2013, 64 s. Třídící znak 11 0033.